

Estudo do armazenamento de energia térmica para utilização de calor residual na climatização de edifícios

Hélder Miguel Marques Moreira

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Professor Armando Oliveira

Co-orientador na empresa: Doutora Muriel Iten



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

junho de 2018

Resumo

Foi realizado um estudo sobre o aproveitamento de calor de gases provenientes de uma caldeira de condensação de 75 kW para armazenamento com recurso a materiais de mudança de fase, (PCM), com o objetivo de climatizar uma sala de aulas durante o inverno. A análise incidiu na simulação de diversas geometrias do permutador de calor de forma a aumentar a eficiência do armazenamento, uma vez que a condutibilidade térmica dos PCM é geralmente baixa.

O primeiro passo consistiu em calcular a carga térmica da sala de aulas para quantificar as necessidades térmicas de climatização para uma ocupação média de quinze pessoas, durante as oito horas de funcionamento do edifício.

De seguida, focou-se a atenção na fonte de energia, isto é, os gases da caldeira, efetuando medições de forma a se conhecer a sua composição tal como condições de escoamento, especificamente a velocidade e a temperatura à saída da caldeira.

Visto que a distância entre a caldeira e a sala de formação é considerável, foi necessário estimar as perdas térmicas ao longo da conduta vertical pré-existente e ao longo de uma conduta horizontal projetada de forma a minimizar as perdas térmicas.

A seleção do PCM teve em linha de conta a temperatura de mudança de fase, que mais se adequava à sua aplicação bem como as suas propriedades termofísicas e propriedades químicas.

De seguida foi possível projetar o permutador de calor, com base no calor a ser aproveitado, nas propriedades do material de mudança de fase escolhido e pelos constrangimentos de espaço do local a instalar.

Após definido o permutador de calor, foi desenvolvido um modelo CFD para simular numericamente o comportamento da unidade com o objetivo de analisar o seu funcionamento, através de parâmetros como o tempo total de carregamento e descarregamento do PCM, temperatura do ar à saída da unidade, para climatizar o espaço, e a eficiência do armazenamento. Para melhorar estes parâmetros por aplicadas diversas geometrias aos recipientes de PCM, nomeadamente o uso de alhetas e matrizes de um material com elevada condutibilidade térmica.

A geometria que permitiu os melhores resultados foi a utilização de uma matriz plana central. Esta configuração permitiu o carregamento de 42,2 kg de PCM nas 7 horas pretendidas.

Após simulação inversa, em que o ar exterior é admitido para aquecer e renovar o ar interior, a unidade/permutador de calor funcionou durante 2 horas, quando a temperatura exterior era 10°C e durante 1h e 51 min quando a temperatura exterior era de 5°C, aquecendo o ar a uma temperatura entre os 20°C e os 25°C. Porém, o caudal de renovação de 450 m³/h admitido não é suficiente para satisfazer as necessidades térmicas da sala, que, por conseguinte, levará a uma diminuição da temperatura interior devido às perdas pela envolvente, caso a unidade/permutador de calor funcione autonomamente. Por outras palavras, é necessário o funcionamento de outro equipamento para aquecer o ar interior (como o ventiloconvetor preexistente ou a própria caldeira), de forma a que as condições de conforto sejam cumpridas, porém, esse funcionamento não necessita de se efetuar nas condições normais, ou seja, a posição de funcionamento da caldeira pode ser uma de menor consumo.

Thermal energy storage of residual heat for building climatization

Abstract

The present work aims to develop a thermal energy storage with Phase Change Materials (PCMs) for “free heating” of a classroom during winter. The unit is charged with the heat that can be recovered from flue gas of a condensation boiler currently running for domestic hot water and heating of a building.

Firstly, the heating needs of the case study room are estimated by calculating an average thermal load during the December and January and considering the average occupancy of the space to be heated and considering the building construction elements.

Secondly, the heat source: fluent gas is analyzed, namely determining its composition and flow characteristics and then by stipulating its thermal losses to the admission air, as the exhaust connection is a concentric annulus.

Thirdly, the PCM is selected, based on its properties compatible with the system requirements and the heat exchanger formed between the heat transfer fluid (HTF) and the PCMs, is designed also taken on board the selected PCM and the amount of heat that can be recovered and stored.

Finally, due to the low thermal conductivity of commercial paraffins PCM, heat transfer techniques are selected to be integrated into the PCMs containers and analyzed through Computational Fluid Dynamics (CFD). The CFD model allows to simulate the charging and discharging of the PCM, its efficiency as well the air outlet temperature that will heat the room. of the fluent gas-PCM unit. Several cases are considered in the analysis taking into account different transfer enhanced methods.

The proposed best-case design is the employment of a central matrix, after the PCM-unit dimensions were reduced to increase the flow speed and the PCM mass was reduced to meet the time constraints. The total mass that could be charged in the 7h was estimated to be 42,2 kg.

The PCM-unit was able to heat a flow rate of 450 m³/h to a temperature between 20°C and 25°C, for 2 hours, when the outside temperature of the air was 10°C and 1 hour and 51 minutes when the outside temperature of the air was 5°C. Nevertheless, the flow rate of 450 m³/h is not sufficient to withstand the total classroom thermal load. In other words, if the PCM-unit starts to function autonomously, the classroom temperature will decrease to a value below the comfort temperature, due to the thermal losses through the envelope.

If the PCM-unit is installed, it will require the use of the ventiloconvector already installed in the room or the boiler itself, during its working period, to heat the classroom and maintain the comfort conditions, however, on a lesser scale than the normal operating conditions.

Agradecimentos

Ao orientador Armando Oliveira, a quem agradeço toda a disponibilidade prestada, orientação e sugestões dadas ao longo da realização da dissertação.

À coorientadora no ISQ, Doutora Muriel Iten, agradeço a disponibilidade e o tempo investido, sugestões de melhoria e conhecimentos facultados na área dos PCMs.

Agradeço ao ISQ por facultar as instalações bem como informação e equipamento necessários à realização desta dissertação.

Índice de conteúdos

| | |
|---|------|
| Resumo | iii |
| Abstract..... | iv |
| Agradecimentos | v |
| Índice de conteúdos | vi |
| Índice de figuras | viii |
| Índice de tabelas | xii |
| Siglas | xv |
| Símbolos | xvi |
| 1 Introdução | 1 |
| 1.1 Enquadramento do projeto EcoTermIP | 3 |
| 1.2 Organização de acolhimento..... | 4 |
| 1.3 Importância do tema | 4 |
| 1.4 Método seguido na dissertação | 4 |
| 1.5 Organização da dissertação..... | 5 |
| 2 Bases Teóricas | 6 |
| 2.1 Armazenamento de energia térmica..... | 6 |
| 2.2 Materiais de mudança de fase: classificação e propriedades | 11 |
| 2.3 Problemas associados aos PCM..... | 17 |
| 2.4 Técnicas de melhoria da transferência de calor | 22 |
| 3 Descrição da unidade de armazenamento de calor | 29 |
| 3.1 Implementação do sistema..... | 29 |
| 3.2 A sala de formação E4: cálculo da carga térmica de aquecimento..... | 30 |
| 3.3 Fonte de calor: caldeira de condensação..... | 33 |
| 4 Unidade de armazenamento de energia | 44 |
| 4.1 Seleção do PCM..... | 44 |
| 4.2 Seleção da geometria e material de encapsulamento..... | 46 |
| 4.3 Caracterização do HTF | 47 |
| 4.4 Dimensionamento dos painéis de PCM | 49 |
| 4.5 Modelação numérica e suposições/hipóteses..... | 52 |
| 5 Simulação do comportamento da unidade..... | 55 |
| 5.1 Simulação do sistema base: geometria | 55 |
| 5.2 Simulação do sistema com técnicas de melhoria..... | 62 |
| 5.3 Descarregamento da unidade - climatização da sala..... | 91 |
| Conclusões..... | 97 |
| Perspetivas de trabalhos futuros | 98 |

| | |
|--|-----|
| Referências | 99 |
| Anexos | 104 |
| Anexo A - Utilização do EnergyPlus e definição da envolvente da sala | 104 |
| Anexo B - Determinação da composição molar e mássica dos gases de combustão da caldeira de condensação | 107 |
| Anexo C - Análise do comportamento da mistura como gás perfeito..... | 108 |
| Anexo D - Determinação da perda de calor no escoamento até ao armazenamento..... | 110 |
| D1 - Determinação da perda de calor no escoamento vertical - Sistema de equações e resultados..... | 114 |
| D2 - Determinação da perda de calor no escoamento horizontal - Sistema de equações e resultados..... | 121 |
| Anexo E - O método da capacidade térmica efetiva | 124 |
| Anexo F - Análise da convecção natural no PCM..... | 125 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1 - Procura de energia primária por cada setor, no Porto [2]. | 1 |
| Figura 2 - Procura de energia primária no setor dos edifícios na componente de habitação [2]. | 2 |
| Figura 3 - As diversas fontes de energia térmica. | 7 |
| Figura 4 - Classificação dos PCMs em função do tipo de mudança de fase e origem na natureza. | 11 |
| Figura 5 - Constituição da mistura em função da temperatura e da posição fase à linha <i>liquidus</i> [27]. | 17 |
| Figura 6 - Diferença entre o subarrefecimento com e sem ocorrência da nucleação [27]. | 18 |
| Figura 7 - Variação da temperatura de mudança de fase em função do número de ciclo térmicos [30]. | 19 |
| Figura 8 - Variação da entalpia de mudança de fase em função do número de ciclo térmicos [30]. | 20 |
| Figura 9 - Estabilidade do glicol PEG e das suas formas compósitas em função da temperatura [31]. | 21 |
| Figura 10 - Fendas no acrílico provocadas por rotura sob tensão ambiental, devido ao contacto com o éster ftalato de dimetila [33]. | 22 |
| Figura 11 - Classificação das técnicas de melhoria de transferência de calor [26, 36, 37]. | 23 |
| Figura 12 - Diversos modelos e geometrias dos recipientes de PCMs e as respetivas condições de fronteira: a) recipiente retangular; b) recipiente cilíndrico; c) recipiente anular [36]. | 24 |
| Figura 13 - Estruturas alhetadas: a) tubo triplex, b) base alhetada com pinos, c) placas retangular com alhetas paralelipipédicas [69] [71] [79]. | 24 |
| Figura 14 - Diferentes formas de matrizes de um material de elevada condutibilidade térmica [38]. | 25 |
| Figura 15 - Aditivos de elevada condutibilidade térmica, a) matriz de EG, b) fibra de carbono [40, 43]. | 25 |
| Figura 16 - Fibras de carbono: a) em forma de lâminas b) em forma de escovas [47]. | 26 |
| Figura 17 - Óxido de cobalto [48]. | 27 |
| Figura 18 - Encapsulamento de PCMs: a) microencapsulamento em forma de pós; b) macroencapsulamento numa caixa de alumínio [49, 50]. | 28 |
| Figura 19 - Esquema representativo das diversas etapas de funcionamento do sistema. | 29 |
| Figura 20 - Metodologia para o desenvolvimento da unidade TES. | 29 |
| Figura 21 - Diagrama esquemático do sistema global e das respetivas características principais. | 30 |
| Figura 22 - A sala de formação E4: vista do fundo, à esquerda; vista de frente, à direita. | 30 |
| Figura 23 - Planta da sala de formação E4. | 31 |
| Figura 24 - A sala de formação E4 representada no software <i>SketchUp</i> [53]. | 32 |
| Figura 25 - Necessidades de potência de aquecimento diárias nos meses de dezembro e janeiro, e respetivas médias móveis. | 32 |
| Figura 26 - Posição de serviço da caldeira de condensação CBG-75. | 33 |

| | |
|---|----|
| Figura 27 - Esquemas representativos da formação do filme líquido na parede e da interface entre os condensados e a mistura de gases não condensáveis [61, 62]. | 38 |
| Figura 28 - Esquema dos processos de transferência de calor no tubo concêntrico e envolvente. | 38 |
| Figura 29 - Esquema de resistências térmicas no sentido gases quentes-ar de admissão. | 39 |
| Figura 30 - Esquema de resistências térmicas no sentido ar de admissão-ambiente exterior. | 39 |
| Figura 31 - Distribuição das temperaturas nas diversas zonas da conduta vertical. | 41 |
| Figura 32 - Esquema de resistências térmicas da tubagem horizontal. | 42 |
| Figura 33 - Distribuição das temperaturas nas diversas zonas da conduta horizontal. | 42 |
| Figura 34 - Diversas etapas no dimensionamento da unidade TES. | 44 |
| Figura 35 - Variação do calor específico modificado do ar com a temperatura na gama de funcionamento. | 48 |
| Figura 36 - Representação das placas de PCM e as suas dimensões. | 51 |
| Figura 37 - Secção de corte da conduta da unidade de armazenamento, representada com duas placas de PCM e as dimensões do espaçamento | 51 |
| Figura 38 - Esquema e cotas de atravancamento da conduta/unidade de armazenamento projetada. | 52 |
| Figura 39 - Variação do calor específico para uma taxa de transferência de calor de 0,2°C/min a) arrefecimento b) aquecimento, da parafina RT25 [69]. | 53 |
| Figura 40 - Diagrama esquemático dos diversos sistemas simulados, nomenclatura utilizada e cor respetiva. | 55 |
| Figura 41 - Condições de fronteira da geometria simulada. | 57 |
| Figura 42 - Representação da malha nº2, após a primeira adaptação. | 57 |
| Figura 43 - Variação da temperatura no ponto (x=0,175; y=0,035) metros entre as 13,5 e as 14,0 horas de simulação, para diferentes passos de simulação. | 58 |
| Figura 44 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 2h. | 60 |
| Figura 45 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 4h. | 60 |
| Figura 46 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 7h. | 60 |
| Figura 47 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 22,5h. | 61 |
| Figura 48 - Contornos de velocidade do sistema geral. | 61 |
| Figura 49 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura <i>zigzag</i> após 7h. | 65 |
| Figura 50 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura diagonal após 7h. | 65 |
| Figura 51 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura em cruz após 7h. | 65 |
| Figura 52- Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura plana central após 7h. | 66 |
| Figura 53 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura <i>zigzag</i> após 19,75h. | 66 |
| Figura 54 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura plana central após 19,75h. | 66 |
| Figura 55 - Efeito da matriz <i>zigzag</i> no carregamento dos PCMs. Interface entre a placa 2.1 e 2.2. Contornos de 7h. | 67 |

| | |
|--|----|
| Figura 56 - Efeito da matriz central plana no carregamento dos PCMs. Interface entre a placa 2.1 e 2.2. Contornos de 7h..... | 68 |
| Figura 57 - Contornos de temperatura dos painéis com 6 alhetas após 7h..... | 70 |
| Figura 58 - Contornos de temperatura dos painéis com 15 alhetas após 7h..... | 70 |
| Figura 59 - Contornos de temperatura dos painéis com 19 alhetas após 7h..... | 70 |
| Figura 60 - Contornos de temperatura dos painéis com 26 alhetas após 7h..... | 71 |
| Figura 61 - Contornos de temperatura dos painéis com 6 alhetas após 20h..... | 71 |
| Figura 62 - Contornos de temperatura dos painéis com 15 alhetas após 21,5h..... | 71 |
| Figura 63 - Contornos de temperatura dos painéis com 19 alhetas após 21h..... | 72 |
| Figura 64 - Contornos de temperatura dos painéis com 26 alhetas após 19,5h..... | 72 |
| Figura 65 - Efeito das alhetas no carregamento dos PCMs. Placas 1.1 a 3.1 com 6 alhetas. Contornos após 7h. | 73 |
| Figura 66 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.1 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 75 |
| Figura 67 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C. | 75 |
| Figura 68 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 76 |
| Figura 69 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C. | 76 |
| Figura 70 - Variação da temperatura média à saída no tempo das diversas geometrias simuladas. | 77 |
| Figura 71 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 6, 19 e 26 alhetas após 7h. | 79 |
| Figura 72 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 8, 21 e 28 alhetas após 7h. | 79 |
| Figura 73 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 6, 19 e 26 alhetas após 20h. | 79 |
| Figura 74 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 8, 21 e 28 alhetas após 20h. | 80 |
| Figura 75 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 81 |
| Figura 76 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C. | 82 |
| Figura 77 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 82 |
| Figura 78 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C. | 83 |
| Figura 79 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de matriz plana 6 alhetas após 7h. | 85 |
| Figura 80 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de matriz plana 26 alhetas após 7h. | 85 |
| Figura 81 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de matriz plana com 6,19,26,26 alhetas após 7h. | 85 |
| Figura 82 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.1 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 86 |

| | |
|---|---------|
| Figura 83 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 87 |
| Figura 84 - Contornos de velocidade do sistema geral inicial..... | 88 |
| Figura 85 - Contornos de velocidade do sistema geral maior velocidade..... | 88 |
| Figura 86 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.1 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 89 |
| Figura 87 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias..... | 90 |
| Figura 88 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C..... | 90 |
| Figura 89 - Esquema de indicação da posição dos dois pontos, local de passagem, onde se considerou a média da temperatura..... | 92 |
| Figura 90 - Variação da temperatura do ar exterior nos cinco pontos ao longo do equipamento para uma temperatura exterior de 14,25°C..... | 94 |
| Figura 91 - Variação da temperatura do ar exterior nos cinco pontos ao longo do equipamento para uma temperatura exterior de 10°C..... | 94 |
| Figura 92 - Variação da temperatura do ar exterior nos cinco pontos ao longo do equipamento para uma temperatura exterior de 5°C..... | 95 |
| Figura 93 - Contornos de temperatura da unidade após as 2h de climatização da sala. Temperatura exterior de 14,25°C..... | 96 |
| Figura C 1 Fator de compressibilidade em função da pressão e temperatura reduzidas para vários gases [90]..... | 109 |
| Figura D 1 - À esquerda: perfil laminar e nomenclatura usada. À direita, comparação entre o perfil laminar (a) com o perfil turbulento (b), figura adaptada de [95]...... | 115 |
| Figura D 2 - Sistema de equações para o cálculo da a resistência de condensação e a resistência respetiva à parte sensível dos gases não condensáveis..... | 117 |
| Figura D 3 - Sistema utilizado para o cálculo da resistência do filme de condensado na parede..... | 117 |
| Figura D 4 - Equações para o cálculo da resistência da parede de PVC..... | 118 |
| Figura D 5 - Equações utilizadas para o cálculo da resistência respetiva à conduta de admissão de ar concêntrica..... | 118 |
| Figura D 6 - Equações para o cálculo da resistência da parede de aço inoxidável..... | 119 |
| Figura D 7 - Função e sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência da convecção natural..... | 119 |
| Figura D 8 - Sistema de equações utilizado para o cálculo da temperatura do gás à saída da conduta vertical..... | 119 |
| Figura D 9 - Resultados obtidos das diversas propriedades de todos os sistemas de equações apresentados para a conduta vertical..... | 120 |
| Figura D 10 - Função e equações utilizadas para o cálculo da resistência térmica da convecção natural no exterior..... | 121 |

| | |
|--|-----|
| Figura D 11 - Equações utilizado para o cálculo das resistências do isolamento e do tubo de PVC. | 121 |
| Figura D 12 - Sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência do escoamento interior. | 122 |
| Figura D 13 - Sistema de equações utilizado para o cálculo da temperatura do gás à saída da conduta horizontal. | 122 |
| Figura D 14 - Resultados obtidos das diversas propriedades de todos os sistemas de equações apresentados para a conduta horizontal. | 123 |
| Figura F 1 - Esquema da interface de fusão dos painéis de PCM [77]..... | 125 |

Índice de tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 1 - Principais caracterísiticas de diversos materiais utilizados nos sistemas de armazenamento de calor | 9 |
| Tabela 2 - Materiais utilizados em sistemas de armazenamento termoquímico [9]..... | 11 |
| Tabela 3 - Propriedades termofísicas de diversas parafinas técnicas e puras..... | 12 |
| Tabela 4 - Propriedades termofísicas de diversos ácidos gordos | 13 |
| Tabela 5 - Propriedades termofísicas de diversos ésteres..... | 13 |
| Tabela 6 - Propriedades termofísicas de diversos álcoois | 14 |
| Tabela 7 - Propriedades termofísicas de glicóis em função da sua massa molecular | 14 |
| Tabela 8 - Propriedades termofísicas dos diversos sais [9] | 15 |
| Tabela 9 - Propriedades termofísicas de diversos sais eutéticos [9]..... | 15 |
| Tabela 10 - Propriedades termofísicas de diversos sais hidratados [9] | 16 |
| Tabela 11 - Propriedades termofísicas de diversos metais e ligas metálicas [9] | 16 |
| Tabela 12 - Dados do ventiloconvector FWC07AT da Daikin [51]..... | 31 |
| Tabela 13 - Resultados obtidos após simulação através do <i>software EnergyPlus</i> [52]..... | 33 |
| Tabela 14 - Características da caldeira de condensação CBG-75 da WOLF [55] | 33 |
| Tabela 15 - Resultados das medições das espécies químicas presentes nos gases da caldeira de condensação..... | 34 |
| Tabela 16 - Composição química na base molar do gás natural oriundo da Argélia (Magreb) [56] | 34 |
| Tabela 17 - Composição dos gases da caldeira de condensação nas bases molar e mássica a 51,8°C..... | 35 |
| Tabela 18 - Resumo dos valores das medições e incertezas associadas..... | 35 |
| Tabela 19 - Composição dos gases da caldeira de condensação nas bases molar e mássica a 35,5°C..... | 36 |
| Tabela 20 - Propriedades da mistura de gases para diferentes temperaturas..... | 37 |
| Tabela 21 - Valores das propriedades principais referentes ao cálculo de cada uma das resistências | |
| Tabela 22 - Valores finais obtidos para a conduta vertical | 41 |
| Tabela 23 - Propriedades da coquilha de borracha a aplicar na tubagem de PVC [64] | 42 |

| | |
|--|----|
| Tabela 24 - Valores finais obtidos para a conduta horizontal | 42 |
| Tabela 25 - Requerimentos para a seleção dos materiais para aplicar em sistemas TES [26] .. | 44 |
| Tabela 26 - Propriedades da parafina técnica RT25 [67, 69]. | 45 |
| Tabela 27 - Valores típicos de propriedades termofísicas dos três metais mais comuns para construção de recipientes [70, 72] | 46 |
| Tabela 28 - Propriedades do EPP Arpro [75] | 47 |
| Tabela 29 - Propriedades e resultados obtidos da potência térmica possível de aproveitar através da unidade de armazenamento | 48 |
| Tabela 30 - Valores do calor específico modificado para cada temperatura, na gama de funcionamento | 49 |
| Tabela 31 - Massa de PCM necessária para armazenar as necessidades de energia por cada hora e energia teórica armazenada pelos PCMs com o funcionamento contínuo da caldeira | 49 |
| Tabela 32 - Número de placas e dimensões respectivas consideradas para a unidade de armazenamento | 50 |
| Tabela 33 - Dimensões do espaçamento entre as placas e características da secção da conduta da unidade | 51 |
| Tabela 34 - Valores das propriedades termofísicas dos materiais utilizados nas simulações .. | 54 |
| Tabela 35 - Diversas malhas testadas para o estudo da convergência. A malha a utilizar encontra-se realçada a negrito | 56 |
| Tabela 36 - Condições de fronteira do sistema representado na Figura 41 | 58 |
| Tabela 37 - Valores médios e máximos de cada uma das placas para a configuração do sistema base após 7h | 61 |
| Tabela 38 - Temperatura média na saída e potência não recuperável para um tempo de simulação de 2, 4, 7 e 21,5 horas | 62 |
| Tabela 39 - Casos simulados e geometrias correspondentes | 63 |
| Tabela 40 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de matrizes utilizadas | 63 |
| Tabela 41 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base das geometrias com matrizes | 63 |
| Tabela 42 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de alhetas utilizadas | 69 |
| Tabela 43 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base com a utilização de alhetas | 69 |
| Tabela 44 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de alhetas mistas utilizadas | 78 |
| Tabela 45 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base com a utilização de alhetas mistas | 78 |
| Tabela 46 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de alhetas utilizadas | 84 |
| Tabela 47 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base com a utilização de alhetas | 84 |
| Tabela 48 - Propriedades dos diversos casos de simulados após redução de secção | 87 |
| Tabela 49 - Casos simulados com redução de massa | 91 |
| Tabela 50 - Condições de fronteira do sistema na fase de descarregamento - climatização da sala | 91 |

| | |
|--|-----|
| Tabela 51 - Carga térmica que o caudal aquecido na unidade/permutador forneceu à sala..... | 93 |
| Tabela A 1 - Valores dos componentes da parede interior em contacto com fração autónoma do edifício adjacente..... | 105 |
| Tabela A 2 - Valores dos componentes da parede para o exterior: fachada do edifício | 105 |
| Tabela A 3 - Valores dos componentes da laje de cobertura | 105 |
| Tabela A 4 - Valores dos componentes do pavimento | 105 |
| Tabela B 1 - Valores obtidos para cada uma das variáveis do sistema. | 107 |
| Tabela C 1- Valores de pressão parcial, pressão e temperatura crítica e reduzida das espécies químicas presentes nos gases de combustão da caldeira [90] | 108 |

Siglas

| | |
|-------|---|
| 2DS | <i>Two Degree Scenario</i> |
| CF | <i>Carbon Fiber</i> |
| CFD | <i>Computational Fluid Dynamics</i> |
| CNT | <i>Carbon Nanotubes</i> |
| DHW | <i>Domestic Hot Water</i> |
| DSC | <i>Differential Scanning Calorimeter</i> |
| DTA | <i>Differential Thermal Analysis</i> |
| EG | <i>Expanded Graphite</i> |
| EPP | <i>Expanded Polypropylene</i> |
| ESC | <i>Environmental Stress Cracking</i> |
| HDPE | <i>High-density polyethylene</i> |
| HTF | <i>Heat Transfer Fluid</i> |
| INEGI | Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial |
| ISQ | Instituto de Soldadura e Qualidade |
| LHS | <i>Latent Heat Storage</i> |
| OCDE | Organização para a Cooperação e Desenvolvimento Económico |
| PCM | <i>Phase Change Material</i> |
| PEG | Polietilenoglicol |
| RECS | Regulamento dos Edifícios de Comércio e Serviços |
| REH | Regulamento dos Edifícios de Habitação |
| SCE | Sistema de Certificação Energética dos Edifícios |
| TES | <i>Thermal Energy Storage</i> |
| UTAN | Unidade de Tratamento de Ar Novo |

Símbolos

| | | |
|---------------|--|--------------------------|
| A | Área de transferência de calor | m^2 |
| c | Densidade molar | mol/m^3 |
| C | Constante da equação de Dittus-Boelter | |
| C_c | Constante na correlação do coeficiente de transferência de calor da componente da condensação no tubo vertical | |
| C_s | Constante na correlação do coeficiente de transferência de calor da parte sensível do tubo vertical | |
| c_p | Calor específico a pressão constante | $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ |
| $c_{p,eff}$ | Calor específico efetivo a pressão constante | $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ |
| $c_{p,mod}$ | Calor específico modificado a pressão constante | $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ |
| D | Diâmetro do da conduta | m |
| D_{ab} | Coeficiente de difusão de espécies | m^2/s |
| D_h | Diâmetro hidráulico | m |
| e | Espessura da placa de PCM | m |
| f | Coeficiente de atrito de Darcy | |
| f_l | Fração de líquido do material de mudança de fase | |
| g | Aceleração da gravidade | m/s^2 |
| h | Coeficiente de transferência de calor | $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ |
| h_c | Coeficiente de transferência de calor da componente da condensação no tubo vertical | $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ |
| h_{fg} | Calor latente de mudança de fase da água | kJ/kg |
| h'_{fg} | Calor latente de mudança de fase da água modificado | kJ/kg |
| h_s | Coeficiente de transferência de calor da componente sensível no tubo vertical | $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ |
| h_w | Coeficiente de transferência de calor conjugado, das componentes sensível e de condensação | $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ |
| k | Condutibilidade térmica | $W/(m \cdot ^\circ C)$ |
| l | Comprimento da conduta vertical, horizontal; comprimento das placas | m |
| L | Entalpia de mudança de fase sólido-líquido ou líquido-sólido; comprimento característico | $kJ/kg; m$ |
| m | Massa | kg |
| \dot{m} | Caudal mássico | kg/s |
| M | Massa molar | g/mol |
| n | Constante da equação de Dittus-Boelter | |
| P | Parâmetro na equação de cálculo do número de Nusselt do filme líquido de condensado | |
| P | Pressão | Pa |
| $P_{crítica}$ | Pressão crítica | kPa |
| $P_{parcial}$ | Pressão parcial | Pa |
| P_R | Pressão reduzida | |
| P_{vb} | Pressão parcial do vapor no escamento dos gases | |

| | | |
|-------------------------|---|------------------|
| P_{vi} | Pressão parcial do vapor na interface | |
| P_t | Pressão total da mistura de gases | kPa |
| Q | Energia térmica | J |
| \dot{Q} | Potência térmica | W |
| $\dot{Q}_{aquecimento}$ | Potência térmica que aquece o ar de admissão, oriunda dos gases da combustão | W |
| \dot{Q}_{perdas} | Potência térmica cedida ao ambiente exterior por parte do ar de admissão | W |
| q_c'' | Fluxo térmico da componente de condensação no tubo vertical | W/m ² |
| q_s'' | Fluxo térmico da componente sensível no tubo vertical | W/m ² |
| q_t'' | Fluxo térmico conjugado, das componentes sensível e de condensação, pela superfície | W/m ² |
| R | Resistência térmica | W/°C |
| \bar{R} | Constante universal dos gases perfeitos | J/(K·mol) |
| T | Temperatura | °C |
| T_{avg} | Temperatura média na camada de difusão | °C |
| $T_{critica}$ | Temperatura crítica | K |
| T_i | Temperatura na interface gases-filme de condensado | °C |
| T_R | Temperatura reduzida | |
| v | Velocidade do escoamento | m/s |
| \tilde{v}_l | Velocidade molar média distante da interface | m/s |
| v_{gi} | Velocidade de difusão de espécies absoluta do gás na interface | m/s |
| w | Largura das placas de PCM | m |
| x | Fração molar (ou volúmica) | |
| x_{avg} | Fração molar média | |
| x_{gb} | Fração molar do gás no escoamento | |
| x_{gi} | Fração molar do gás na interface | |
| z | Fração mássica | |
| Z | Fator de compressibilidade de um gás | |

Símbolos gregos

| | | |
|------------|--|-------------------|
| α | Difusividade térmica | m ² /s |
| β | Coefficiente de expansão térmica volumétrico | °C ⁻¹ |
| δ_g | Espessura efetiva da camada de difusão | m |
| ρ | Massa volúmica | kg/m ³ |
| μ | Viscosidade dinâmica | Pa·s |
| ν | Viscosidade cinemática | m ² /s |
| ϕ | Concentração logarítmica média de gás/vapor | |

Grupos Adimensionais

| | | |
|------|--------------------|---|
| Gr | Número de Grashof | $\frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2}$ |
| Ja | Número de Jakob | $\frac{c_{p,l} \cdot (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$ |
| Nu | Número de Nusselt | $\frac{h \cdot L}{k}$ |
| Pr | Número de Prandtl | $\frac{\mu \cdot c_p}{k}$ |
| Ra | Número de Rayleigh | $\frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L^3}{\alpha \cdot \nu}$ |
| Re | Número de Reynolds | $\frac{\rho \cdot v \cdot L}{\mu}$ |
| Sh | Número de Sherwood | $\frac{L}{\delta_g}$ |
| Sc | Número de Schmidt | $\frac{\mu}{\rho \cdot D_{ab}}$ |

Subscritos

| | |
|------------|--|
| ∞ | Relativo aos compostos presentes nos gases de exaustão |
| 0 | Relativo à temperatura de referência de 25°C |
| 1 | Relativo ao tubo concêntrico interior |
| 2 | Relativo ao tubo concêntrico exterior |
| ab | Entre a espécie a e a espécie b |
| $admissão$ | Relativo ao ar na conduta de admissão |
| b | relativo ao escoamento dos gases na conduta |
| CN | Relativo à convecção natural |
| $ext1$ | Relativo à parede exterior do tubo concêntrico interior |
| $ext2$ | Relativo à parede exterior do tubo concêntrico exterior |
| $gás$ | Relativo à mistura de gases na conduta de exaustão |
| gi | Relativo à concentração de gás na interface |
| i | Relativo ao componente i; relativo à interface |
| j | Relativo ao componente j |
| l | Relativo a latente; relativo a líquido ou fase líquida |
| s | Relativo à componente sensível, relativo sólido ou fase sólida |
| sat | Relativo à temperatura de saturação da água |
| $sup1$ | Relativo à superfície da parede no tubo concêntrico interior |
| $sup2$ | Relativo à superfície da parede no tubo concêntrico exterior |
| v | Relativo ao vapor de água |

Superescritos

| | |
|-----|--|
| s | Saturado |
| $-$ | Valor médio |
| $'$ | Valor real após a condensação nas condutas vertical e horizontal |

1 Introdução

O setor dos edifícios é responsável por aproximadamente 30% do total de energia final consumida em Portugal [1]. No Porto, o consumo desta componente atingiu os 58% em 2013, conforme se pode ver no gráfico da Figura 1 [2]. Embora a produção continue a aumentar, o aumento anual no consumo de energia deve ser limitado a 1,2% de forma a cumprir os limites impostos pelo *two degree scenario*, (2DS), um objetivo estipulado no acordo de Paris para limitar o aumento da temperatura média global em dois graus até 2100 [3, 4]. Todavia, o consumo de energia aumentou, em média, 2,9% desde 2010 [3]. Assim, todos os setores devem considerar possibilidades de efetuar uma utilização sustentável dos desperdícios industriais e dos sub-produtos, bem como a recuperação dos excessos energéticos até à data rejeitados. A implementação de novas soluções comercialmente disponíveis, especialmente de baixo custo e baixo risco, serão o catalisador para a transição do 2DS. Ao mesmo tempo, um elevado número de países, com base nas imposições europeias e mundiais, tem posto em ação planos e regulamentos para melhorar a *performance* energética dos edifícios. Uma melhoria na eficiência de edifícios, instalações industriais e transportes contribuiria para uma redução em 49% dos gases de efeito de estufa, reduções essas necessárias para se atingir os objetivos de Paris em 2030 [4]. Porém o consumo médio de energia em edifícios, por pessoa, encontra-se praticamente inalterado desde 1990, em 5 MWh/pessoa [3]. As metas para 2025 estipulam uma redução per capita em 10%, para 4,5 MWh/pessoa, com recurso a tecnologias energeticamente eficientes e de baixa produção de gases de efeito de estufa [3]. O uso da eletricidade nos edifícios cresceu cerca de 2,5% desde 2010 na OCDE e 6% em países fora da OCDE [3]. Nos anteriores, o consumo de energia por pessoa começou a cair do pico de 12 MWh/pessoa/ano atingido em 2010, mas este declínio pode ser parcialmente explicado por invernos mais quentes, uma vez que o aquecimento é responsável por 45% do uso de energia final, na OCDE [3].

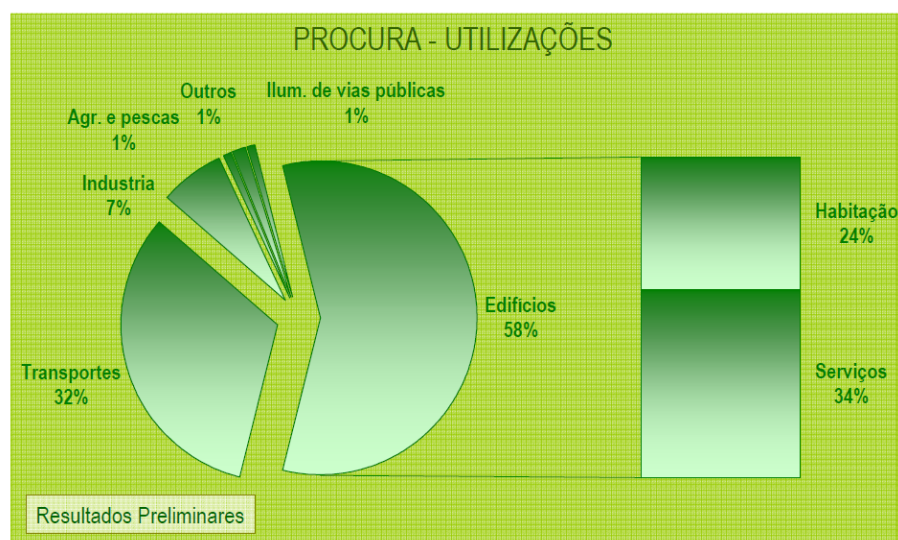


Figura 1 - Procura de energia primária por cada setor, no Porto [2].

Para atingir os objetivos do 2DS, a utilização média de energia em edifícios, por pessoa, no setor global, deveria sofrer um decréscimo de 10% até 2025 [3]. Para tal é necessário implementar legislação que concerne o aumento da eficiência dos edifícios, uma vez que, em 2017, dois terços dos países não apresentam qualquer regulamento sobre o desempenho energético em edifícios [3]. Em 2002, o Parlamento Europeu e o Conselho da União Europeia criaram uma diretiva relativa ao desempenho energético dos edifícios, com os objetivos de “promover a melhoria do desempenho energético dos edifícios da comunidade, tendo em conta as condições climáticas externas e as condições locais, bem como as exigências em matéria de clima interior e a rentabilidade económica”, sendo reformulada pela publicação de uma nova diretiva em 2010. De acordo com Decreto-Lei n.º 118/2013 de 20 de agosto, “A transposição para o direito nacional da Diretiva nº2010/31/EU gerou a oportunidade de melhorar a sistematização e o âmbito de aplicação do sistema de certificação energética e respetivos regulamentos, bem como de alinhar os requisitos nacionais às imposições explicitamente decorrentes da mesma. Assim, o presente diploma assegura não só a transposição da diretiva em referência, mas também uma revisão da legislação nacional, que se consubstancia em melhorias ao nível da sistematização e âmbito de aplicação ao incluir, num único diploma, o Sistema de Certificação de Edifícios (SCE), o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação (REH) e o Regulamento de Desempenho Energético dos edifícios de Comércio e Serviços (RECS) [5], (...). A definição de requisitos e a avaliação de desempenho energético dos edifícios passa a basear-se nos seguintes pilares: no caso de edifícios de habitação assumem posição de destaque o comportamento térmico e a eficiência dos sistemas, aos quais acrescem, no caso dos edifícios de comércio e serviços, a instalação, a condução e a manutenção de sistemas técnicos. A definição de um mapa evolutivo de requisitos com um horizonte temporal no limite até 2020 (...) aponta no sentido de renovação do parque imobiliário por via da promoção de edifícios cada vez mais eficientes. (...) Além da atualização dos requisitos de qualidade térmica, são introduzidos requisitos de eficiência energética para os principais tipos de sistemas técnicos dos edifícios. Ficam, assim, igualmente sujeitos a padrões mínimos de eficiência energética, os sistemas de climatização, (...). É incentivada a utilização de sistemas (...) passivos nos edifícios, bem como a otimização do desempenho em consequência de um menor recurso aos sistemas ativos de climatização. (...) Atendendo ao tipo, às características e ao habitual regime de funcionamento dos sistemas de ar condicionado e de caldeiras utilizados para climatização em Portugal, considera-se que a implementação de um sistema de recomendações sobre a substituição dos sistemas terá resultados mais favoráveis” [5].

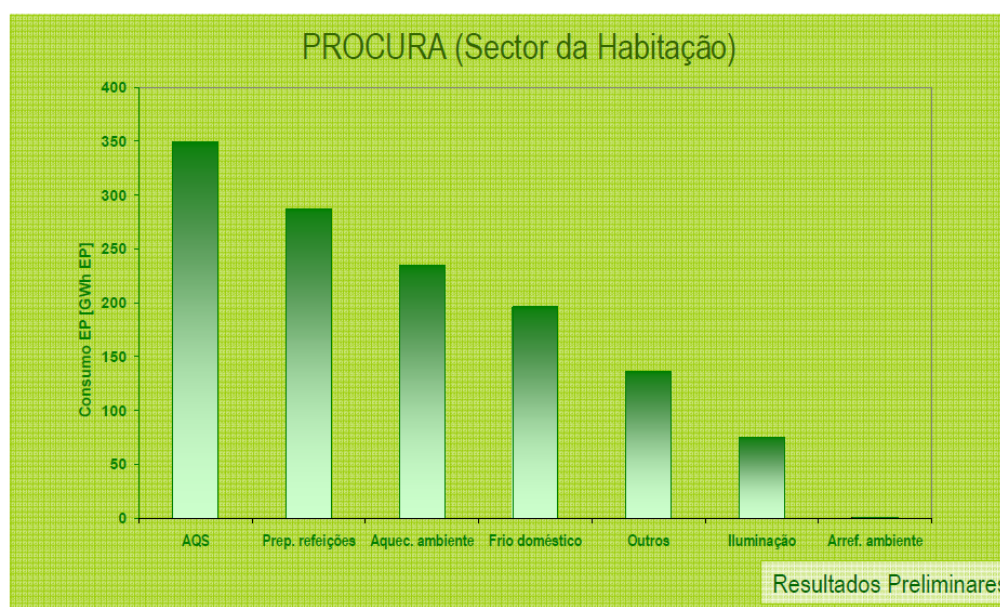


Figura 2 - Procura de energia primária no setor dos edifícios na componente de habitação [2].

Após esta análise energética parcial dos edifícios, fica patente a existência de calor rejeitado que pode e deve ser recuperado e aproveitado. Uma das possíveis utilizações é para o apoio à climatização. Na Figura 2 encontra-se representado a procura de energia para o setor da Habitação. Nele é possível constatar que as necessidades de climatização interior são o terceiro índice onde mais energia é necessária [2]. Calor rejeitado que se encontre a uma temperatura superior à temperatura de conforto do ser humano pode então ter uma nova finalidade, promovendo a otimização da gestão da energia térmica, aumentando a eficiência dos processos ao mesmo tempo reduzindo os gastos e consumos energéticos com tecnologias ativas, nomeadamente ventilação mecânica, até mesmo substituí-las. Isto impulsiona o conceito de projetos sustentáveis. Por exemplo, estima-se que 20 a 50 % da energia usada nos processos industriais seja perdida na forma de gases, arrefecimento em evaporadores, perdas de água e calor dos produtos confeccionados, entre outros [6]. Uma vez que nas instalações industriais e nas suas imediações facilmente se encontram escritórios e pequenas ou grandes áreas de trabalho, que necessitam de climatização tal como qualquer outro edifício, existe assim potencial de recuperação de calor, que pode ser utilizado nesses locais e que poderá também potenciar benefícios económicos, ambientais e energéticos, mas está, todavia dependente da economia, de riscos técnicos envolvidos e de equipamento em desenvolvimento. Para maximizar os retornos financeiros da implementação de tal tecnologia, é necessário ter um meio onde esse calor seja armazenado, para poder suprimir uma procura não imediata. As novas tecnologias de armazenamento e recuperação de calor têm um papel crucial para que estes objetivos consigam ser atingidos.

Uma utilização promissora de sistemas de armazenamento é associada à climatização de edifícios de cariz doméstico ou comercial. Das diversas tecnologias de armazenamento existentes, o armazenamento de calor latente, do inglês *Latent Heat Storage*, (LHS), é a técnica que permite um armazenamento de alta densidade energética, ao mesmo tempo que disponibiliza a energia a uma temperatura praticamente constante, correspondente à temperatura de transição de fase do material. Aplicações associadas a energia solar térmica ou recuperação de calor residual apresentam potencialidades, ao reduzir substancialmente o volume necessário aos reservatórios outrora utilizados, aliadas a uma temperatura de carga/descarga de energia térmica quase constante durante o ciclo de funcionamento.

Os materiais de mudança de fase, do inglês *Phase Change Materials*, (PCMs), utilizados nos sistemas de armazenamento podem ser de origem orgânica ou inorgânica. De todos os materiais disponíveis, as parafinas são as que apresentam um maior número de características desejáveis, como temperatura de mudança de fase numa vasta gama de temperaturas de conforto humano, elevado calor latente de fusão, subarrefecimento insignificante, baixa pressão de vapor na fusão, quimicamente inertes e estáveis, auto-nucleantes, não ocorrendo segregação de fases e encontrando-se comercialmente disponíveis apresentando um baixo custo. A sua principal desvantagem é a baixa condutibilidade térmica, aproximadamente de $0,2 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, o que limita as suas aplicações. Para que estes materiais possam ser utilizados e as suas vantagens devidamente aproveitadas, é necessário recorrer a técnicas de melhoria da transferência de calor. Se a transferência de calor em sistemas de armazenamento for francamente melhorada, os ciclos de carregamento e descarregamento de calor serão efetuados no tempo desejado e requerendo menores fluxos da fonte de calor, associados a uma melhor eficiência no aproveitamento de calor e a energia será disponibilizada em tempo útil.

1.1 Enquadramento do projeto EcoTermIP

Esta dissertação enquadra-se no projeto EcoTermIP - Promoção da Utilização Racional de Energia Térmica e Integração de Tecnologias com Base em Energias Renováveis na Indústria Portuguesa. O *Sustainable Innovation Centre* do ISQ e o INEGI (Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial) trabalham conjuntamente no projeto EcoTermIP, que visa a

promoção da Ecoeficiência dos Processos Térmicos para a Competitividade e Sustentabilidade da Indústria Portuguesa nos setores da metalomecânica, cerâmica, agroalimentar de laticínios e de fabricação de produtos à base de carne propondo reduzir os consumos térmicos da indústria portuguesa nestes sectores, através de visitas técnicas a instalações industriais e posterior análise e apresentação de medidas de melhoria para redução destes consumos, com recurso a energias renováveis, recuperação de calor ou armazenamento de energia térmica.

1.2 Organização de acolhimento

O ISQ (Instituto de Soldadura e Qualidade) é uma organização portuguesa independente que fornece suporte científico-tecnológico, promovendo a melhoria contínua, a inovação e a segurança de pessoas e bens, na indústria e Serviços, com presença e vocação internacional garantindo a sua sustentabilidade e o desenvolvimento dos seus colaboradores. É uma entidade privada e independente com 50 anos de atividade, que presta serviços de inspeção, ensaio, formação e consultoria técnica, apoiados em atividades de investigação e desenvolvimento e laboratórios acreditados. Contribui para a melhoria contínua da indústria e dos serviços portugueses, com a consequente projeção internacional, prestando ao Estado, autarquias e às empresas colaboração ao nível da transferência e desenvolvimento de tecnologia, inovação de produtos e processos, estruturação de processos de gestão e controlo da qualidade, higiene e segurança, controlo energético e ambiental e valorização sistemática dos recursos humanos [7, 8].

1.3 Importância do tema

Com o presente projeto, pretende-se aproveitar o calor proveniente de gases de exaustão de uma caldeira de condensação, armazenando-o com recurso a materiais de mudança de fase para posterior utilização na climatização de uma sala de formação que se encontra no piso superior. No âmbito do projeto EcoTermIP, serão instaladas no EcoTermoLab quatro tecnologias na área de energias renováveis, nos temas de recuperação de calor e armazenamento de energia térmica para demonstração e incentivo à sua aplicação. A motivação do estudo é a necessidade de renovação do parque imobiliário por via da promoção de edifícios cada vez mais eficientes, e isso passa pelo estudo de diversas técnicas de melhoria de transferência de calor de forma a maximizar a recuperação de calor e o armazenamento para se avaliar a sua aplicabilidade.

1.4 Método seguido na dissertação

Os principais passos para o estudo supramencionado consistem em:

- Estudo sobre os materiais de mudança de fase, nomeadamente classificação e propriedades químicas e físicas e problemas associados à sua natureza;
- Levantamento de métodos compatíveis à aplicação em estudo para o aumento da transferência de calor nos materiais de mudança de fase;
- Cálculos das necessidades/cargas térmicas da sala a climatizar no edifício EcoTermoLab com recurso ao *software EnergyPlus*;
- Quantificação do calor proveniente dos gases de exaustão a recuperar para carregamento e descarregamento da unidade de armazenamento;
- Dimensionamento da unidade de armazenamento com base na fonte de calor disponível e necessidades de sala de estudo;
- Criação do modelo CFD da unidade, incluindo técnicas de melhoria de transferência de calor, com recurso ao *software Ansys*;
- Estudo numérico de diferentes técnicas através do *software Ansys Fluent*;
- Análise dos resultados e realização de comparação ao sistema sem qualquer aplicação de melhoria de transferência de calor.

1.5 Organização da dissertação

A dissertação encontra-se subdividida em cinco/seis capítulos, incluindo este, que se encontram enunciados a seguir:

- Capítulo 1: Introdução, onde se realiza um enquadramento aos gastos de energia em edifícios e se analisa as possibilidades de recuperação de calor para armazenamento e os possíveis usos na climatização de edifícios;
- Capítulo 2: bases teóricas, onde se faz um enquadramento seletivo sobre o armazenamento da energia térmica, através das suas diversas fontes, como pode ser armazenada, os diversos tipos de materiais que podem ser utilizados, os problemas associados às suas aplicações nestes sistemas e culminando com várias técnicas de melhoria associadas a um problema específico dos PCMs, que é a condutibilidade térmica;
- Capítulo 3: descrição do sistema, onde se apresenta o objetivo da aplicação do armazenamento, caracterizando o sistema, nomeadamente a sala de formação a climatizar e a fonte de calor, incidindo sobre os gases de combustão e as perdas de calor ao longo do seu escoamento até à unidade de armazenamento;
- Capítulo 4: unidade de armazenamento de energia, onde se foca a atenção na projeção da unidade, desde a seleção do PCM e do material de encapsulamento onde este se encontra armazenado, material de isolamento da unidade e finalmente o dimensionamento das placas com base no volume total de PCM necessário;
- Capítulo 5: estudo numérico de diferentes geometrias do permutador, para melhoria de transferência de calor e consequente eficiência do armazenamento. Comparação e discussão dos resultados obtidos e análise do descarregamento para a climatização da sala;
- Conclusões e Trabalhos futuros

2 Bases Teóricas

2.1 Armazenamento de energia térmica

O armazenamento de energia térmica, em inglês *Thermal Energy Storage*, (TES), é uma tecnologia que visa o armazenamento de energia proveniente de uma fonte de calor ou frio, por um determinado período de tempo, com o intuito de a utilizar num outro momento oportuno. Através deste processo, as tecnologias de armazenamento podem ultrapassar obstáculos temporais e geográficos entre o fornecimento e a utilização. Os sistemas TES podem ser usados quer a nível industrial, em pequena ou grande escala, quer a nível de edifícios. Enquanto algumas tecnologias TES se encontram plenamente desenvolvidas, existem diversas em desenvolvimento que requerem atenção adicional e um maior estudo antes de se conhecer o seu verdadeiro potencial [9, 10].

No geral, o TES é uma tecnologia de sistema integrado que permite uma gestão mais eficiente entre a energia fornecida e a energia necessária. Em muitos casos, uma simples unidade de armazenamento satisfaz múltiplas necessidades energéticas. Estas tecnologias podem ter um papel importante a longo prazo na redução das emissões de carbono, que advém do nível de eficiência que permitem atingir e na redução de consumos de energia de soluções pré-existentes. Permitindo o desacoplamento entre o fornecimento e a utilização, e também o aproveitamento de calor rejeitado, estas tecnologias tornam os processos mais eficientes, comprovando-se serem um recurso valioso. Existem casos em que a implementação do TES é competitiva ou quase-competitiva com os sistemas atuais de energia, em termos de funcionamento. Porém, as condições regulamentares e de mercado estão frequentemente mal equipadas para compensar o armazenamento e as melhorias que este pode fornecer. Além disso, algumas tecnologias TES ainda são muito dispendiosas relativamente a outras tecnologias que competem com elas diretamente [9, 10].

É importante considerar a aplicação de sistemas TES através de um ponto de vista que permita compreender as utilizações possíveis. Ultimamente, o desenvolvimento dos sistemas atua em possíveis reduções de custos, aumento da *performance* dos elementos já existentes e no estudo/análise/teste de novas tecnologias emergentes [9, 10].

Como as necessidades energéticas de aquecimento e arrefecimento representam 45% do total da energia utilizada em edifícios, a aplicação destes sistemas promete ter um impacto benéfico. O TES é a chave para alcançar a conservação da energia em todos os tipos de fontes energéticas. Contudo, cada fonte de energia térmica tem o seu contexto único e como tal, a análise deve ser efetuada caso a caso. O fluxograma da Figura 3 distingue as diversas fontes de energia térmica [9, 10].

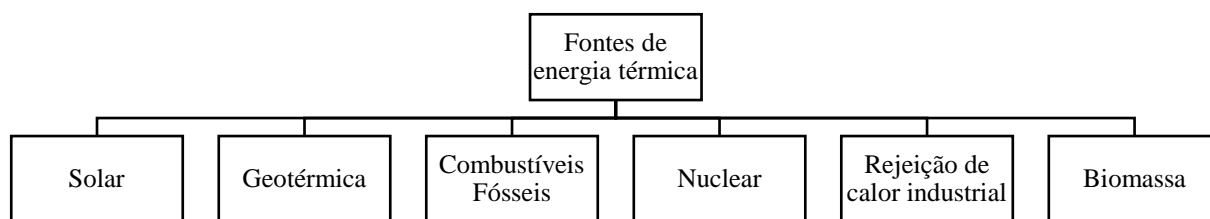


Figura 3 - As diversas fontes de energia térmica.

2.1.1 Energia solar térmica

Em condições de céu limpo, a radiação solar emitida pelo sol e disponível para aproveitamento na superfície terrestre tem uma intensidade máxima aproximadamente igual a 1000 W/m^2 . Esta intensidade é suficiente para satisfazer as necessidades térmicas de aplicações a baixa temperatura. Para aplicações a temperaturas mais elevadas, a radiação solar necessita de ser concentrada com recursos a refletores. A radiação solar pode ser utilizada em aplicações como aquecimento de espaços, águas quentes sanitárias, ciclos de absorção, entre outros. A sua natureza intermitente e indisponibilidade durante as horas de pico de consumo são as principais razões para a implementação de sistemas de TES e também de baterias elétricas [9].

Quando a energia é armazenada a baixas temperaturas, os sistemas TES apresentam uma eficiência entre os 50 e os 100%. O TES é a tecnologia mais adequada de armazenamento de energia para produção de eletricidade em instalações como centrais solares de concentração [9]. Nestas instalações há armazenamento de energia durante o dia para produção de eletricidade durante a noite. Atualmente, grande parte das instalações solares em construção implementam conjuntamente um sistema TES. Da mesma forma, os sistemas TES são utilizados em aplicações como aquecimento de espaços, águas quentes sanitárias e, dependendo da utilização e época do ano, a energia térmica pode ser armazenada em calor ou frio [9].

2.1.2 Energia geotérmica

O planeta Terra pode ser considerado como uma unidade TES. O calor gerado pelas reações de carácter nuclear nas camadas interiores do planeta propaga-se pelas mesmas, armazenando assim elevadas quantidades de energia térmica. Esta fonte de energia pode ser considerada renovável uma vez que se trata de uma fonte funcional e constante de geração de calor e pode ser naturalmente reabastecida num dado intervalo de tempo. O calor proveniente do manto da Terra aquece reservatórios de água subterrâneos cuja água pode ser utilizada como fluido de trabalho. As explorações deste tipo de energia situam-se geralmente perto de placas tectónicas uma vez que noutros locais seria necessário efetuar perfurações na crosta, o que é dispendioso.

Para fluidos de trabalho com uma temperatura superior a 150°C é possível produzir energia elétrica com o vapor de água. Entre 150°C e 100°C pode-se fazer recurso ao ciclo de Rankine orgânico para produção de eletricidade, com os fluidos de trabalho característicos. Para temperaturas inferiores a 100°C , o uso é direto em aplicações na agricultura, termas, secadores, etc. O reservatório geotérmico é um sistema TES natural, onde a energia térmica se encontra disponível durante todo o dia para extração. Em sistemas mais complexos de cogeração e trigeração, a integração de sistemas TES para calor e frio permite aumentar a eficiência da exploração [9].

2.1.3 Combustíveis fósseis

As centrais elétricas produzem eletricidade a partir do calor gerado pela queima de combustíveis fósseis, que aquece um fluido que segue um ciclo de trabalho (Rankine, por exemplo). É a forma mais comum de obter energia elétrica e mais amplamente utilizada no

planeta, sendo também a que polui mais. As centrais são extremamente flexíveis, podendo aumentar a carga em função das horas de pico de consumo. Porém, a eficiência deste tipo de centrais ronda os 35%, pelo que existe uma grande dissipação de calor para o ambiente. Da mesma forma que na energia geotérmica, a aplicação de sistemas de cogeração e trigeração permite aumentar a eficiência global e reduzir os desperdícios. É nestes sistemas que o TES pode ser aplicado eficientemente [9].

2.1.4 Energia nuclear

As centrais nucleares geram eletricidade através do calor gerado pelas fissões nucleares que ocorrem no núcleo do reator. O calor produzido é transferido para um fluido de trabalho, geralmente água, produzindo vapor para um ciclo de Rankine. Como este tipo de instalações é complexa e além disso existem muitas restrições de segurança, a sua flexibilidade de ajustar às cargas é limitada, funcionando sempre à carga máxima. Num futuro próximo, as instalações a construir de raiz, (geração III e III+) devem de ser capazes de reduzir a carga até 50%. Desta forma, a implementação dos sistemas TES permitirá o armazenamento de calor quando a carga tiver de ser reduzida [9].

2.1.5 Rejeição de calor industrial

O excesso de calor gerado nas diversas indústrias de produção de bens é geralmente rejeitado para o ambiente. Para recuperar o calor industrial, as tecnologias implementadas podem ser subdivididas em duas categorias: ativas e passivas. O TES é considerado uma tecnologia passiva, se por sua vez a energia é utilizada somente na forma de calor, a uma temperatura que é igual ou inferior à temperatura da fonte fria. Para temperaturas superiores, o TES pode ser considerado uma tecnologia ativa se o calor armazenado for utilizado para produção de eletricidade. A qualidade da energia rejeitada para a fonte fria é avaliada conforme a temperatura da mesma. Este é o fator principal na escolha do mecanismo de recuperação. As fontes de energia de recuperação do calor dos rejeitados são muito comumente gases de escape, que para a indústria metalomecânica de ferro e aço ronda $\approx 1500^{\circ}\text{C}$, de alumínio ronda $\approx 1200^{\circ}\text{C}$, fornos de processamento de cimento ronda $\approx 620^{\circ}\text{C}$, entre outros não mencionados. O calor recuperado pode ser utilizado em processos como secagem ($\approx 70\text{-}120^{\circ}\text{C}$), vaporização ($\approx 130^{\circ}\text{C}$), ebulição ($\approx 105^{\circ}\text{C}$), esterilização ($\approx 130^{\circ}\text{C}$), cozedura de alimentos ($\approx 115^{\circ}\text{C}$) e em indústrias alimentares, têxteis, químicas, papel, madeira, etc. [9].

2.1.6 Biomassa

Exemplos de biomassa incluem resíduos florestais, resíduos municipais e biogás produzido por pecuária para queima. As centrais de queima permitem ajuste de carga durante os picos de consumo. Pode também ser utilizada como um combustível secundário integrado em centrais de concentração solar ou aquecimento urbano, como energia solar como fonte primária. Nestes ciclos combinados, o sistema TES pode ser aproveitado através de tanques de água ou sais derretidos como fluido de transferência de calor, inglês *heat transfer fluid* (HTF).

2.1.7 Tipos de materiais de armazenamento nos sistemas TES

Através de diferentes classificações, é possível compreender as diversas formas que os sistemas TES podem apresentar. Diversos materiais têm sido utilizados para o armazenamento térmico. Esses materiais devem apresentar propriedades termofísicas nomeadamente ponto de fusão favorável à utilização em causa, valores de propriedades como calor latente, calor específico e condutibilidade elevadas. Outras propriedades típicas de materiais de armazenamento desejadas são baixo subarrefecimento, baixo custo, grande disponibilidade, estabilidade química e térmica, baixa mudança de volume, não tóxico, baixa pressão de vapor, fusão coerente, baixa

inflamabilidade etc. Os sistemas TES podem ser classificados conforme a forma de armazenamento de energia térmica utilizada: sensível, latente e termoquímica [9].

i) **Sistemas de armazenamento de calor sensível**

Os materiais de armazenamento de calor sensível armazenam calor de acordo com a propriedade intensiva denominada calor específico, c_p , que define a variação térmica de uma denominada substância ao receber uma determinada quantidade de calor. A energia térmica armazenada através de calor sensível, Q_s , pode ser expressa pela Equação 1,

$$Q_s = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

onde m é a massa, c_p é o calor específico e ΔT é o aumento da temperatura durante a fase de aquecimento. Durante o processo de absorção de calor, não ocorre mudança de fase e os materiais registam um acréscimo de temperatura. A quantidade de calor absorvida pelo material é proporcional à sua massa volúmica, calor específico e variação de temperatura.

Os materiais mais utilizados nos sistemas de armazenamento de calor sensível englobam a água, óleos térmicos, sais derretidos, metais líquidos, materiais rochosos e blocos de betão. A Tabela 1 traduz as principais características destes materiais. Estes são termicamente estáveis na sua faixa de utilização e são materiais de baixo custo, com a exceção dos óleos térmicos e metais líquidos. A principal desvantagem do armazenamento sensível é a instabilidade da temperatura durante a descarga (utilização do calor absorvido) e o volume requerido. Enquanto se efetua a descarregamento, a temperatura do fluido de transferência de calor, HTF, começa a decrescer com o tempo. Estes materiais apresentam uma boa densidade de armazenamento aliada a um funcionamento eficiente a altas temperaturas [9].

Tabela 1 - Principais características de diversos materiais utilizados nos sistemas de armazenamento de calor

| Material | Temperatura de funcionamento [°C] | Massa volúmica [kg/m³] | Calor específico [J/(kg·K)] | Condutibilidade térmica [W/(m·K)] | Custo [€/kg] |
|-----------------------------|-----------------------------------|------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|--------------|
| Água | 0 a 100 | 1000 a 958 | 4184 | 0,58 | - |
| Óleos térmicos | | | | | |
| THERMINOL® VP-1 [11] | até 400 | 1068 a 904 | 2075 | 0,11 | 25,00 |
| Óleo vegetal | inferior a 295 | 926 a 802 | 2509 | 0,11 | 0,84 |
| Sais derretidos e eutéticos | | | | | |
| HITEC | até 535 | 1640 | 1561 | 0,60 | 0,75 |
| Sal solar | até 600 | 1899 | 1500 | 0,55 | 0,40 |
| Metais líquidos | | | | | |
| Sódio | 98 e 883 | 1042 | 1300 | 64,90 | 2,00 |
| Eutético Chumbo-Bismuto | 125 e 1533 | 10300 | 140 | 14,90 | 13,00 |
| Rochas | | | | | |
| Granito | inferior a 350 | 2530 a 2620 | 600 a 1200 | 2,80 | - |
| Basalto | até 400 | 2610 a 2670 | 1470 | 3,20 | - |
| Outros | | | | | |
| Blocos de betão [12] | até 400 | 1996 a 2443 | 700 | 0,50 | - |

ii) **Sistemas de armazenamento de calor latente**

Estes usam materiais que armazenam calor ao mudarem de fase, num processo essencialmente isotérmico. Existem quatro possíveis e distintas fases aquando da mudança de fase: gás-líquido, sólido-líquido, sólido-gás e sólido-sólido. Os materiais de mudança de fase, do inglês *phase*

change material, (PCM), mais comumente utilizados são os sólido-líquido. A mudança de fase sólido-sólido, que consiste na mudança de fase reversível entre um sólido cristalino ou semi-cristalino para outro sólido amorfo, semi-cristalino ou cristalino, apresenta a vantagem de não ocorrer fugas de fluidos pelo encapsulamento, não requer o próprio encapsulamento e a variação em volume é muito pequena [13]. Porém, tem a desvantagem de apresentar um menor calor latente na mudança de fase. Já os materiais de mudança de fase gás-líquido apresentam o maior calor latente de mudança de fase dos quatro mencionados, mas a grande mudança de volume dificulta a sua utilização. Por estas razões, a mudança de fase entre sólido e líquido é a mais estudada, uma vez que permite ser incorporada num maior número de casos, tal como o que se pretende analisar.

A energia térmica armazenada por calor latente, Q_l , pode ser expressa pela Equação 2,

$$Q_l = m \cdot L \quad (2)$$

onde Q é o calor absorvido/cedido, m é a massa do material e L o calor latente de mudança de fase específico.

Os materiais utilizados neste tipo de sistemas serão apresentados com maior detalhe no Capítulo 2.2.

O armazenamento de energia por este método permite atingir quantidades de calor 50 a 100 vezes superiores ao armazenamento de calor sensível. Por esta razão, a densidade de armazenamento de energia dos materiais à temperatura de mudança de fase é muito elevada. O uso de PCMs resulta então em sistemas compactos para além de que a temperatura do fluido de transferência de calor, do inglês *heat transfer fluid*, (HTF), se mantém estável e relativamente constante durante a utilização. A grande desvantagem no uso destes sistemas consiste na baixa condutibilidade térmica que a grande maioria dos materiais apresentam. Além disso alguns PCMs orgânicos são inflamáveis, enquanto outros como as parafinas são lipofílicos, podendo-se dissolver em recipientes plásticos. Já os PCMs inorgânicos podem ser corrosivos no contacto com recipientes metálicos. Todos os materiais utilizados como PCMs apresentam vantagens e desvantagens que devem ser tidas em conta para as aplicações em que se inserem [9].

iii) Sistemas de armazenamento termoquímico

Os sistemas de armazenamento termoquímico funcionam através de reações reversíveis que envolvem absorção e libertação de calor com o objetivo de armazenamento térmico. A gama de funcionamento situa-se entre os 200°C e os 400°C. A temperaturas elevadas ocorre a desidratação do material, iniciando-se o carregamento do mesmo. A baixas temperaturas, dá-se o processo inverso, reidratação, sendo a energia térmica descarregada. Regulando a pressão do gás através de uma bomba de vácuo, as temperaturas de carregamento e descarregamento podem ser controladas. Durante o carregamento, o material de armazenamento termoquímico decompõe-se e liberta-se vapor de água. Enquanto os produtos decompostos estiverem guardados separadamente, o calor pode ficar armazenado durante um intervalo de tempo elevado, até que o descarregamento seja necessário, e nessa situação promove-se o contacto entre os produtos decompostos [9].

O armazenamento de energia térmica por esta tecnologia apresenta a maior densidade de armazenamento de energia térmica. Além disso, a energia pode ser armazenada por largos períodos de tempo, sem perdas significativas. Todavia apresenta algumas dificuldades técnicas inerentes às espécies químicas utilizadas nas reações, nomeadamente estabilidade dos reagentes e produtos, e, para além disso, as velocidades da reação. Por estas razões, esta tecnologia ainda se encontra em desenvolvimento. Na Tabela 2 apresentam-se alguns materiais testados nestes sistemas [9].

Tabela 2 - Materiais utilizados em sistemas de armazenamento termoquímico [9]

| Material | Fórmula química | Reagente sólido | Fluido de trabalho | Densidade de armazenamento de energia [GJ/m ³] |
|---------------------|--------------------------------------|-------------------|--------------------|--|
| Sulfato de Magnésio | MgSO ₄ .7H ₂ O | MgSO ₄ | H ₂ O | 3,3 |
| Carbonato de Ferro | FeCO ₃ | FeO | CO ₂ | 2,6 |
| Sulfato de Cobre | CuSO ₄ .5H ₂ O | CuSO ₄ | H ₂ O | 2,07 |

2.2 Materiais de mudança de fase: classificação e propriedades

Retomando a análise introdutória realizada no subcapítulo 2.1.7, os materiais de mudança de fase, PCMs, podem ser subdivididos conforme o tipo de mudança de fase, como se pode constatar no fluxograma da Figura 4. Para uma mudança de fase sólido-líquido, a mais utilizada nos sistemas TES, os materiais podem ser divididos em orgânicos e inorgânicos, mediante a sua composição química. Ademais, os materiais orgânicos referem-se a compostos baseados em estruturas de carbono ligadas a hidrogénio, encontradas no ambiente de forma natural ou sintetizada através de organismos como plantas e animais e das suas excreções no ambiente, embora moléculas orgânicas possam ser criadas através de reações químicas que não envolvam vida [14, 15]. Os compostos orgânicos usados como PCMs são as parafinas, ácidos gordos, ésteres, glicóis, álcoois e alguns eutéticos [9].

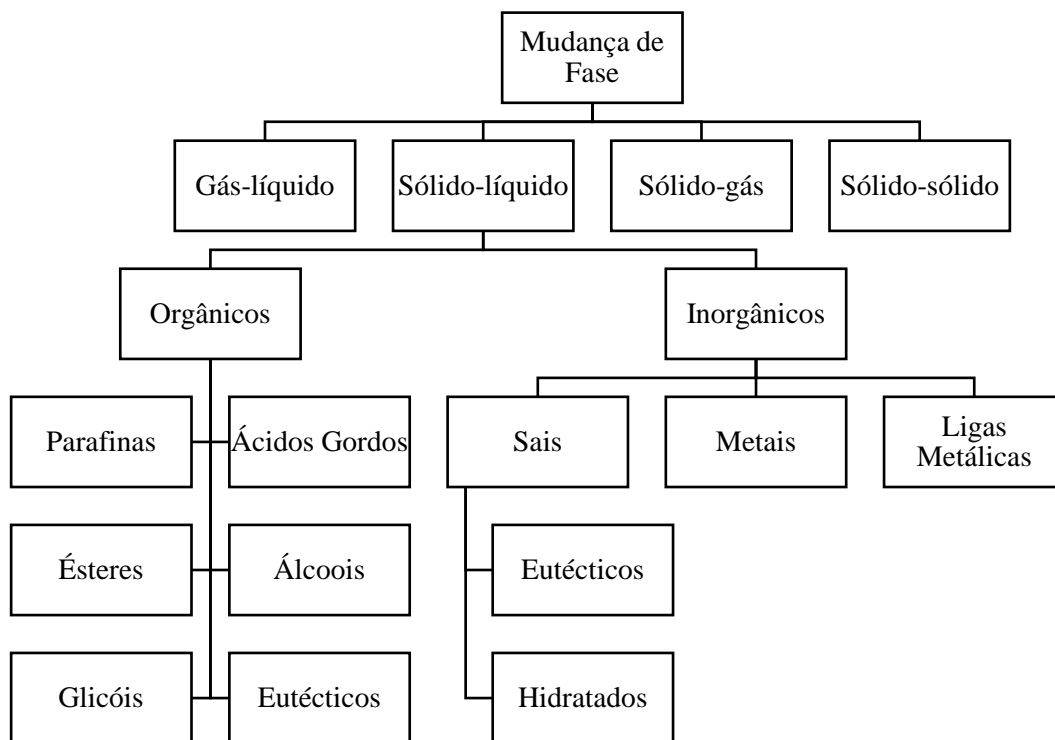


Figura 4 - Classificação dos PCMs em função do tipo de mudança de fase e origem na natureza.

2.2.1 Parafinas

As parafinas são hidrocarbonetos alifáticos que consistem numa mistura de cadeias de alcanos na forma $\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{(n-2)}-\text{CH}_3$, em que n é o número de átomos de carbono de toda a cadeia. A cristalização da cadeia $-(\text{CH}_2)-$ liberta uma elevada quantidade de calor latente. Quanto mais longa for a cadeia, maior é a temperatura de fusão e também o calor latente [16].

As parafinas apresentam muitas vantagens como PCMs para aplicações de armazenamento, como elevado calor latente de fusão, subarrefecimento insignificante, baixa pressão de vapor

na fusão, quimicamente inerte e estável, auto-nucleantes, não ocorrendo segregação de fases e encontra-se comercialmente disponível apresentando um custo acessível [9]. Como características negativas, as parafinas apresentam uma condutibilidade térmica baixa que ronda os 0,2 W/(m·K) e alguma variação volumétrica durante a mudança de fase, na ordem dos 10% [17]. As parafinas puras apresentam custos elevados e por isso as parafinas técnicas são a alternativa mais acessível para armazenamento de calor latente, (LHS). As parafinas técnicas são misturas de várias parafinas de diferentes cadeias de hidrocarbonetos e por consequência apresentam um intervalo na temperatura de mudança de fase ao contrário de um ponto específico, como nas substâncias puras. São obtidas como produto da destilação do petróleo. Algumas das parafinas utilizadas como PCMs encontram-se na Tabela 3 [9, 18].

Tabela 3 - Propriedades termofísicas de diversas parafinas técnicas e puras

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica (líquido - sólido) [kg/m ³] | Preço [€/kg] | Distribuidora |
|--------------------------------------|---------------------------|---------------------------|--|--------------|--------------------|
| Parafinas técnicas | | | | | Rubitherm [19] |
| RT -4 | -4 | 180 | 760 (L) 880 (S) ⁽¹⁾ | 6-8 | |
| RT 5 | 5 | 180 | 770 (L) 880 (S) | | |
| RT 10 | 10 | 160 | 770 (L) 880 (S) | | |
| RT 25 | 25 | 170 | 760 (L) 880 (S) | 5,5-8 | |
| RT 50 | 50 | 160 | 760 (L) 880 (S) | 6-8 | |
| RT 82 | 82 | 170 | 770 (L) 880 (S) | 6-8 | |
| Parafinas puras | | | | | Sigma-Aldrich [20] |
| n-tetradecano (14 C ⁽²⁾) | 6 | 229 | 760 (L) | 365 | |
| n-octadecano (18 C) | 28,4 | 244 | 776 (L) 841 (S) | 325 | |
| n-eicozano (20 C) | 36,6 | 247 | 788 (L) | 340 | |
| n-tetracozano (24 C) | 50,6 | 255 | 799 (L) | 300 | |

(1) (L) - estado líquido; (S) - estado sólido.

(2) C é inerente ao número de átomos de carbono na cadeia do hidrocarboneto.

2.2.2 Ácidos gordos

Os ácidos gordos contêm um grupo carboxilo na cadeia alifática. Apresentam uma fórmula geral R-COOH onde R representa um grupo alquila. Os ácidos gordos podem ser obtidos a partir de óleos naturais. Estes PCMs têm um baixo custo, baixo subarrefecimento, estabilidade química e não apresentam segregação de fases. Podem ser uma alternativa económica às parafinas mais dispendiosas, apresentando uma temperatura fixa na mudança de fase, por serem substâncias puras. Ácidos gordos tais como o ácido dodecanoico ocorrem naturalmente na natureza em produtos da agricultura como óleo de coco e por essa razão podem ser extraídos a baixo custo. Todavia, apresentam algumas desvantagens como o odor, baixa densidade, baixa condutibilidade térmica (que ronda os 0,17 a 0,13 W/(m·K)) [21, 22], e alguma variação volumétrica durante a mudança de fase, na ordem dos 10%. Apresentam mudança de fase numa temperatura específica que é superior quanto maior for a quantidade de átomos de carbono na *backbone* da cadeia. Ácidos gordos saturados entre 8 e 18 átomos de carbono apresentam temperaturas de mudança de fase úteis em aplicações a baixas temperaturas, de 18°C a 69°C sucessivamente. Ácidos gordos não saturados normalmente apresentam uma baixa temperatura de mudança de fase, embora existam alguns como o ácido oleico que apresentam uma temperatura superior (14°C) [9]. Na Tabela 4 encontram-se alguns dos ácidos gordos que podem ser utilizados como PCMs.

Tabela 4 - Propriedades termofísicas de diversos ácidos gordos

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m³] | Preço [€/kg] | Distribuidora |
|-------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|--------------|--------------------|
| Ácidos gordos | | | | | Sigma-Aldrich [20] |
| Ácido caprílico | 16 | 148,6 | 981 (S) 901 (L) | 13 | |
| Ácido cáprico | 32 | 52,7 | 1004 (S) 878 (L) | 11 | |
| Ácido dodecanoico | 42 | 171 | 870 (L) | 7,3 | |
| Ácido mirístico | 54 | 190 | 860 (L) | 13 | |
| Ácido palmítico | 64 | 185,4 | 989 (S) 850 (L) | 11 | |
| Ácido esteárico | 69 | 209 | 940 (L) | 12 | |

2.2.3 Ésteres

Alguns ésteres obtidos a partir de ácidos gordos podem ser utilizados como PCMs para TES. São sintetizados a partir da reação de condensação do ácido carboxílico, presente nos ácidos gordos, com um álcool, processo esse conhecido por esterificação. Este processo é reversível uma vez que é possível forçar a direção da reação, removendo água ou usando álcool em excesso. O processo da esterificação permite modificar as propriedades termofísicas dos ácidos gordos. Por exemplo, os ácidos gordos ácido esteárico e o ácido palmítico apresentam temperaturas de mudança de fase elevadas (62°C e 69°C, respetivamente), porém os seus ésteres, estearato de metilo e palmitato de metilo apresentam temperaturas de mudança de fase inferiores (37 a 41°C e 32 a 35°C, respetivamente), mais próximas da temperatura de conforto (de 20°C a 25°C), mas ainda elevadas. Os ésteres têm baixo grau de subarrefecimento, boa estabilidade química e não apresentam segregação de fases, mas são mais caros e tal como os ácidos gordos, têm baixa densidade e baixa condutibilidade térmica [9]. Na Tabela 5 encontram-se as propriedades de diversos ésteres que podem ser utilizados como PCMs.

Tabela 5 - Propriedades termofísicas de diversos ésteres

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m³] | Preço [€/kg] | Distribuidora |
|-------------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|--------------|--------------------|
| Ésteres | | | a 25 °C | | Sigma-Aldrich [20] |
| Palmitato de isopropila | 11-13 | 100 | 852 (L) | 13 | |
| Dimetilo sebacato | 29-31 | 135 | 988 (L) | | |
| Palmitato de metilo | 32-35 | 163,2 | 852 (S) | 43 | |
| Estearato de metilo | 37-41 | 160,7 | | 73 | |

2.2.4 Álcoois

Os álcoois adequados com PCMs são os polióis, que apresentam as temperaturas de mudança de fase mais elevadas e também maior calor latente. Por esta razão são adequados para aplicações a médias temperaturas (90°C e 250°C) como aquecedores solares ou recuperação de calor industrial. A sua condutibilidade térmica é ligeiramente superior aos materiais previamente vistos. Para o eritritol, a condutibilidade térmica é 0,89 W/(m·K) e 0,33 W/(m·K), para a fase sólida a 20°C e para a fase líquida a 140°C, respetivamente [23]. Para o xilitol a condutibilidade térmica é 0,52 W/(m·K) na fase sólida a 20°C e 0,36 W/(m·K) na fase líquida a 140°C [23]. Esta categoria de álcoois é não tóxica, comporta um baixo custo, mas alguns polióis apresentam polimorfismo, podendo existir em duas ou mais estados cristalinos, pelo que o seu uso em sistemas TES é significativamente afetado, uma vez que as diferentes formas podem ter propriedades físico-químicas diferentes. Para que este tipo de materiais possa ser

utilizado, a estabilidade química e a estabilidade cíclica são os principais pontos a melhorar [9]. Na Tabela 6 encontram-se as propriedades termofísicas de diversos álcoois.

Tabela 6 - Propriedades termofísicas de diversos álcoois

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m ³] | Preço [€/kg] | Distribuidora |
|----------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------------------|--------------|--------------------|
| Álcoois | | | | | Sigma-Aldrich [20] |
| Xilitol | 94-97 | 280 | 1520 | 37 | |
| Sorbitol | 98-100 | 110 | 1490 | 7 | |
| meso-Eritritol | 118-120 | 344 | 1450 | | |
| 1-Dodecanol | 22-26 | 184 | 833 | | |

2.2.5 Glicóis

Entre os glicóis, o polietilenoglicol, (PEG), tem potencial para ser utilizado como PCM em sistemas TES. Encontra-se disponível numa gama de massas moleculares muito abrangentes e a sua temperatura de mudança de fase é próxima da temperatura ambiente de conforto, aumentando com o aumento da massa molecular. Além disso, o PEG dissolve-se em água e apresenta o maior grau de subarrefecimento (30°C a 40°C) entre todos os PCM orgânicos, o que é indesejável [9]. A sua condutibilidade térmica situa-se no intervalo de 0,2 a 0,3 W/(m·K) [24]. Na Tabela 7 encontram-se as principais propriedades termofísicas de alguns PEGs.

Tabela 7 - Propriedades termofísicas de glicóis em função da sua massa molecular

| Nome do PCM | Massa molecular | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m ³] | Preço [€/kg] | Distribuidora |
|-------------------|-----------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------------------|--------------|--------------------|
| Glicóis | | | | | | Sigma-Aldrich [20] |
| Polietilenoglicol | 380-420 | 4-8 | 117,6 | 1128 | 10 | |
| Polietilenoglicol | 570-630 | 17-22 | 129,1 | 1130 | 74 | |
| Polietilenoglicol | 16000-24000 | 63-66 | 160,2 | | 25 | |

2.2.6 Sais

Os materiais inorgânicos referem-se a compostos em que duas ou mais substâncias se encontram ligadas, não incluindo ligações de carbono a hidrogénio, pois estes são considerados compostos orgânicos [25]. Estes materiais são utilizados em aplicações a temperaturas superiores às dos materiais orgânicos, e englobam os sais e os metais, incluindo as suas ligas.

Os sais apresentam um elevado ponto de fusão, acima de 250°C, e por consequência são adequados para armazenamento de energia térmica a temperaturas elevadas. Escolhendo um sal apropriado com uma temperatura de fusão dentro da gama operacional dos sistemas TES pode ampliar-se a capacidade volumétrica de armazenamento de energia. Os sais inorgânicos apresentam uma condutibilidade térmica baixa entre os 0,5 e os 1,0 W/(m·K). Os sais podem ser nitratos, hidróxidos, cloretos, carbonatos, sulfatos e fluoretos. Os nitratos apresentam o ponto de fusão mais baixo e são os sais mais utilizados, incluindo os seus eutéticos, em centrais solares de concentração [9]. Na Tabela 8 encontram-se alguns sais mais comuns utilizados como PCMs.

Tabela 8 - Propriedades termofísicas dos diversos sais [9]

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m³] | Preço [€/kg] |
|---------------------------------|---------------------------|---------------------------|------------------------|--------------|
| Sais | | | | |
| Nitratos | | | | |
| NaNO ₃ | 306 | 172 | 2261 (S) | 5 |
| KNO ₃ | 335 | 266 | 2109 (S) | 6 |
| Carbonatos | | | | |
| Na ₂ CO ₃ | 854 | 276 | 2533 (S) | 2 |
| CaCO ₃ | 1330 | 142 | 2930 (S) | 6 |
| Cloretos | | | | |
| ZnCl ₂ | 280 | 75 | 2907 (S) | 11 |
| KCl | 771 | 353 | 1980 (S) 1527 (L) | 5 |
| NaCl | 802 | 420 | 2160 (S) | 2 |
| Sulfatos | | | | |
| Na ₂ SO ₄ | 884 | 165 | 2680 (S) | 2 |
| K ₂ SO ₄ | 1069 | 212 | 2660 (S) | 6 |
| CaSO ₄ | 1460 | 203 | 2320 (S) | 22 |
| Fluoretos | | | | |
| LiF | 850 | 1044 | 2640 (S) 1810 (L) | |
| CaF ₂ | 1418 | 391 | 3180 (S) 1910 (L) | 7 |
| Hidróxidos | | | | |
| NaOH | 318 | 165 | 2100 (S) | 3 |
| KOH | 380 | 150 | 2040 (S) | 4 |

Os sais eutéticos têm a vantagem de modificar as propriedades termofísicas conhecidas dos sais, (substâncias puras), conforme as necessidades do sistema. Um exemplo disso é a redução do ponto de fusão dos sais puros para mitigar problemas na transferência de calor aquando da solidificação. Os eutéticos apresentam pontos de fusão fixos e existem em enorme quantidade e combinações. As misturas eutéticas permitiram a expansão de gamas de temperatura nos PCMs. A principal desvantagem deste tipo de materiais é prever os valores das suas propriedades físicas, como o calor latente e também condutibilidade térmica [9]. Na Tabela 9 encontram-se as principais propriedades termofísicas de alguns sais eutéticos.

Tabela 9 - Propriedades termofísicas de diversos sais eutéticos [9]

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m³] |
|--|---------------------------|---------------------------|------------------------|
| Sais Eutéticos | | | |
| Na ₂ SO ₄ /H ₂ O/NaCl/NH ₄ Cl (32,5/41,4/6,66/6,16) | 13 | 146 | |
| CH ₃ COONa.3H ₂ O/NH ₂ CONH ₂ (40/60) | 30 | 200,5 | |
| LiOH/KOH (40/60) | 314 | 341 | |
| CaCl ₂ /NaCl (67/33) | 500 | 281 | 2160 (S) |
| LiF/CaF ₂ (80,5/19,5) | 767 | 790 | |

Os sais hidratados são os materiais inorgânicos mais utilizados em aplicações comerciais. São os únicos sais que permitem operar a temperaturas baixas, ao nível do conforto humano, próximos da gama de temperatura [20;25] °C. Apresentam as mesmas vantagens e desvantagens dos sais utilizados como PCMs. Além disso, dois problemas mais específicos destes materiais consistem na segregação de fases e na fusão incongruente. Durante o carregamento térmico, os sais hidratados absorvem calor e sofrem uma desidratação. Após a desidratação, se o sal anidro

resultante for completamente solúvel em água, então a fusão será congruente. Caso contrário, se o sal anidro for parcialmente solúvel, então a fusão será incongruente. É desejável ter uma fusão congruente uma vez que o oposto causa uma diferença na densidade entre a água e os componentes salinos, resultando em segregação do sal hidratado, provocando uma perda do seu calor latente ao longo de vários ciclos [9]. Na Tabela 10 encontram-se as principais propriedades termofísicas dos sais hidratados.

Tabela 10 - Propriedades termofísicas de diversos sais hidratados [9]

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m ³] | Preço [€/kg] | Nota |
|---|---------------------------|---------------------------|-------------------------------------|--------------|-----------------------|
| Sais Hidratados | | | | | |
| CaCl ₂ .6H ₂ O | 29,6 | 190,8 | 1562 | 17 | Fusão semi-congruente |
| CaBr ₂ .6H ₂ O | 34 | 115,5 | 1956 | | Fusão congruente |
| NaCH ₃ COO.3H ₂ O | 58 | 240 | | 4 | Segregação de fases |
| MgCl ₂ .6H ₂ O | 117 | 168,6 | 1569 (S) 1450 (L) | 5 | |

2.2.7 Metais e ligas metálicas

Os metais e ligas metálicas são os materiais que apresentam maior densidade energética por unidade de volume e além disso maior condutibilidade térmica. São materiais caros, mas quando o critério é o volume, eles são a melhor escolha para sistemas TES. Os metais e as ligas apresentam uma baixa densidade energética por unidade de massa e por isso apresentam o problema de excesso de peso. Embora os metais e as ligas apresentem boas características, existem problemas que têm de se ter em consideração. Após vários ciclos de funcionamento, os metais e as ligas podem sofrer mudanças na sua microestrutura devido a precipitação, oxidação e segregação. Isto pode afetar as suas propriedades incluindo a temperatura de mudança de fase e o calor latente. Além disso, requerem uma atmosfera inerte para prevenir a oxidação e mesmo nestas condições, alguns gases inertes podem absorvidos durante os ciclos de fusão e solidificação o que também altera as propriedades termofísicas dos metais e ligas. O subarrefecimento também é um problema em metais puros que pode atingir temperaturas de 100°C. A utilização deste grupo de materiais é complexa e requer um planeamento exato para além de conhecimentos metalúrgicos [9]. Na Tabela 11 encontram-se as principais propriedades termofísicas de alguns metais e ligas metálicas.

Tabela 11 - Propriedades termofísicas de diversos metais e ligas metálicas [9]

| Nome do PCM | Temperatura de fusão [°C] | Entalpia de fusão [kJ/kg] | Massa volúmica [kg/m ³] | Preço [€/kg] |
|--------------------------|---------------------------|---------------------------|-------------------------------------|--------------|
| Metais | | | | |
| Cobre | 1084 | 208 | 8960 (S) 8020 (L) | 68 |
| Zinco | 419 | 113 | 7140 (S) | 8 |
| Alumínio | 660 | 397 | 2707 (S) 2375(L) | 20 |
| Ligas Metálicas | | | | |
| Zn/Mg (53,7/46,3) | 340 | 185 | 4600 (S) | |
| Zn/Al (96/4) | 381 | 138 | 6630 (S) | |
| Al/Cu/Mg/Zn (54/22/18/6) | 520 | 305 | 3140 (S) | |
| Cu/P (91/9) | 715 | 134 | 5600 (S) | |
| Cu/Si (80/20) | 803 | 197 | 6600 (S) | |
| Si/Mg (56/44) | 946 | 757 | 1900 (S) | |

2.3 Problemas associados aos PCM

Normalmente, um material candidato a PCM não cumpre todos os requisitos físicos, químicos, técnicos e económicos. Contudo, na escolha do PCM para aplicação de um sistema TES, os potenciais problemas devem ser avaliados através dos aspetos termofísicos, cinéticos e propriedades térmicas, tal como fatores económicos de forma a se estudarem melhorias que permitam a sua implementação. Os problemas associados aos PCMs incluem: segregação de fases, subarrefecimento, ciclos térmicos, estabilidade mecânica, corrosão e compatibilidade com o encapsulamento e condutibilidade térmica.

2.3.1 Segregação de fases

A segregação de fases ocorre quando um sistema de dois componentes se separa em duas fases diferentes após fusão e solidificação. Devido à ação da gravidade, a fase com maior densidade depositar-se-á no fundo enquanto a menos densa ficará no topo e, portanto, a composição sofre alterações. É um problema comum em PCMs inorgânicos que afeta o seu comportamento térmico. A título de exemplo, com a ajuda do diagrama de fases de um sal hidratado presente Figura 5, é possível observar que um sistema de dois componentes se comporta de forma distinta a um sistema de uma substância pura. Partindo de uma concentração de 10% de sal e 90% de água, ambas em percentagem de peso, demarcada pela linha vertical, como se pode observar na Figura 5, este líquido é homogéneo a uma temperatura acima de -4°C . Quando arrefecida abaixo de 4°C , a água congela e consequentemente a restante solução apresenta uma concentração superior do sal. Isto significa que a substância se separou em duas fases distintas: uma somente com água e outra com uma concentração salina superior à solução inicial (uma vez que parte da água solidificou). Reduzindo sucessivamente a temperatura, uma maior quantidade de água congela e a concentração salina aumenta. Para diferentes concentrações iniciais, a temperatura em que a água começa a solidificar também é diferente: quanto maior for a concentração do sal, menor é a temperatura em que a água começa a solidificar, como se pode ver pela linha *liquidus*, que separa a fase homogénea das restantes fases. Na Figura 5 é possível observar a linha *liquidus* para baixas concentrações salinas. Para prevenir a ocorrência da segregação de fases é preferível recorrer ao uso de misturas eutéticas, em que ambos os constituintes se solidificam simultaneamente do líquido a uma temperatura mínima [26, 27].

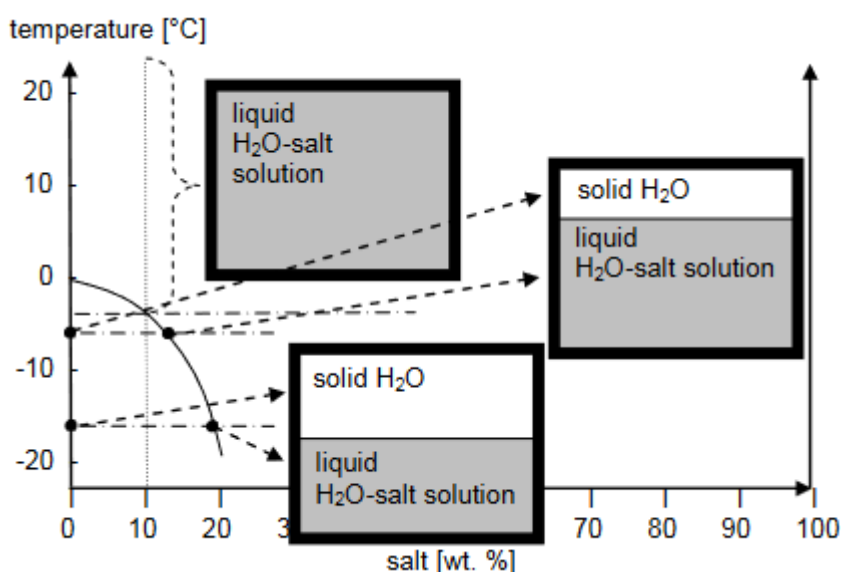


Figura 5 - Constituição da mistura em função da temperatura e da posição fase à linha *liquidus* [27].

O problema da segregação de fases pode comprometer severamente a densidade energética de armazenamento, isto porque localmente a concentração correta das moléculas que formam o PCM não se encontra presente, pelo que o PCM não consegue solidificar. Isto significa que o

calor latente, na fase de solidificação não pode ser completamente libertado, podendo somente uma pequena fração ser aproveitada. Para recuperar o calor latente no material inicial, é necessário que, ao mesmo tempo, a concentração química e a temperatura coloquem o ponto do sistema bifásico numa posição acima da linha *liquidus*. Só assim o PCM consegue solidificar por completo [27].

2.3.2 Subarrefecimento

O subarrefecimento é o processo em que um líquido saturado é arrefecido abaixo da temperatura de saturação para que ocorra totalmente a sua transformação de fase. É um dos principais problemas dos compostos inorgânicos. Durante a fase de descarregamento do calor armazenado, o calor latente não é disponibilizado até que a temperatura de fusão seja atingida. Este fenómeno é mais característico de materiais com viscosidade elevada na fase líquida, no ponto de fusão. Estes materiais, com elevada viscosidade, apresentam baixos coeficientes de difusão dos seus átomos constituintes e estes podem não conseguir se rearranjar e solidificar durante a mudança de fase. Por consequência o líquido subarrefece. O subarrefecimento ocorre quando, na tentativa do material se solidificar, a temperatura necessita de ir abaixo do ponto de fusão para que a solidificação se inicie. O processo inicial que ocorre quando um cristal se forma a partir de uma solução, líquido ou vapor, é conhecido por nucleação. Durante a nucleação, um pequeno número de iões, átomos ou moléculas se arranjam numa malha sólida e cristalina, formando um local onde partículas adicionais se vão depositar, e provocar o crescimento do cristal [28]. A cada uma dessas partículas é atribuído o nome de núcleo. Para que o núcleo cresça, solidificando a fase líquida na sua superfície, o sistema necessita de libertar calor para que ele atinja o estado de energia mínima. Para raios de núcleo pequenos, é possível que o calor libertado pela cristalização seja inferior à energia de superfície adquirida, o que implica a existência de uma barreira energética. Somente quando um núcleo é suficientemente largo é que a solidificação ocorre. Para que tal aconteça, é necessário atingir temperaturas significativamente inferiores à temperatura de solidificação. A nucleação pode ser dividida em dois casos, homogénea e heterogénea. Um exemplo da diferença entre o comportamento de uma substância, com e sem a ocorrência de nucleação é visível na Figura 6 [17, 26, 27].

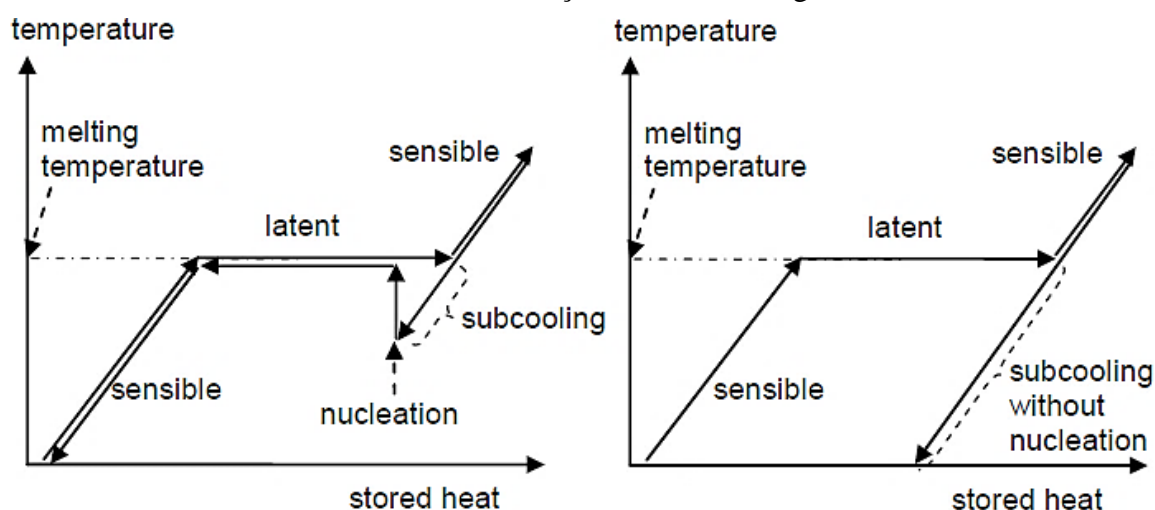


Figura 6 - Diferença entre o subarrefecimento com e sem ocorrência da nucleação [27].

A nucleação homogénea é inerente à nucleação iniciada pelo próprio PCM, quando a temperatura é baixa o suficiente para que esta se inicie.

A nucleação heterogénea é inerente à nucleação que é induzida por aditivos especiais adicionados intencionalmente para que esta ocorra.

Assim, o subarrefecimento pode ser mitigado adicionando materiais nucleantes. Estes aditivos apresentam uma estrutura semelhante ao do PCM, porém são escolhidos por tentativa e erro. Na nucleação homogênea, a taxa de nucleação dos cristais do material fundido é aumentada sem adicionar qualquer aditivo. Uma forma de o fazer consiste em usar ondas ultrassônicas para agitar o líquido e aumentar a difusão de íões no material fundido. Além disso, formam cavidades que atuam como centros de nucleação que ao partir os cristais os distribui pelo líquido, criando novos centros. Na nucleação heterogênea, as paredes do recipiente ou alguma impureza presente no seio do PCM atuam como catalisador da nucleação [17, 26].

Se não ocorrer nucleação, o calor latente nunca será libertado e somente calor sensível será armazenado. Este comportamento é indesejável nos sistemas TES e se excessivo, pode impedir a utilização do calor armazenado [17, 26, 27].

2.3.3 Ciclos térmicos

Os sistemas TES têm de ser capazes de ser submetidos a ciclos repetitivos de carga e descarga, passando sucessivamente de estado líquido para sólido e vice-versa apresentando sempre a mesma estabilidade térmica, de forma a manter a sua *full performance*. Alguns materiais apresentam mudanças nas suas propriedades termofísicas (temperatura de fusão e entalpia) após um reduzido número de ciclos. Isso pode ser induzido por dois fatores, nomeadamente baixa estabilidade química e reações entre o PCM e o recipiente, como a corrosão ou lipofilicidade. Por exemplo, o ácido palmítico, de cor branca, após 21 ciclos de 95°C a 20°C apresenta uma cor essencialmente amarela, e o ponto de fusão diminui 2°C. Já o sal $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ apresentou boa estabilidade térmica após 5650 ciclos térmicos, tendo as suas propriedades sofrido oscilações mínimas. Outro exemplo são as parafinas, que apresentam uma estabilidade térmica excelente, já que nem os ciclos térmicos nem os recipientes metálicos degradam o seu comportamento térmico [27]. Para este problema em concreto, os compostos orgânicos são os que apresentam mais tempo de vida, ao contrário dos compostos inorgânicos, nomeadamente os sais hidratados [17, 26, 29]. Na Figura 7 é possível observar a variação da temperatura de mudança de fase de doze PCMs inseridos nas diversas categorias mencionadas anteriormente em função do número de ciclos, 0, 10 e 100, no sentido sólido para líquido. Por exemplo, o ácido sebácico e o D-Manitol, em comparação com os seus valores iniciais, apresentaram um elevado decréscimo da temperatura de mudança de fase, com o número de ciclos, que ultrapassa os 20%. Por outro lado, PCMs como a benzamida e o polietileno de alta densidade (HDPE) entre outros apresentaram uma temperatura de mudança de fase praticamente inalterada durante todos os ciclos [30].

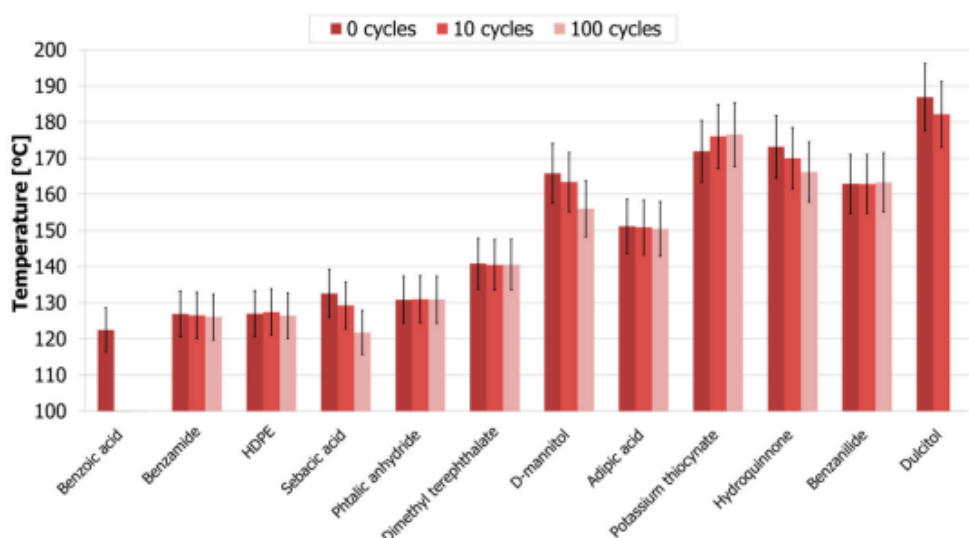


Figura 7 - Variação da temperatura de mudança de fase em função do número de ciclo térmicos [30].

Na Figura 8 é possível analisar a evolução da entalpia de mudança de fase de vários PCMs, em função do número de ciclos de funcionamento a que foram submetidos, no sentido sólido-líquido. Os resultados permitiram constatar que para os PCMs HDPE, benzamida tereftalato de dimetil, entre outros, a variação da entalpia de mudança de fase era inferior a 15%, o que não se verificou para o D-manitol e a galactose (dulcitol), dois polióis [30]. Este ponto já tinha sido abordado anteriormente, quando se classificou os álcoois como PCMs.

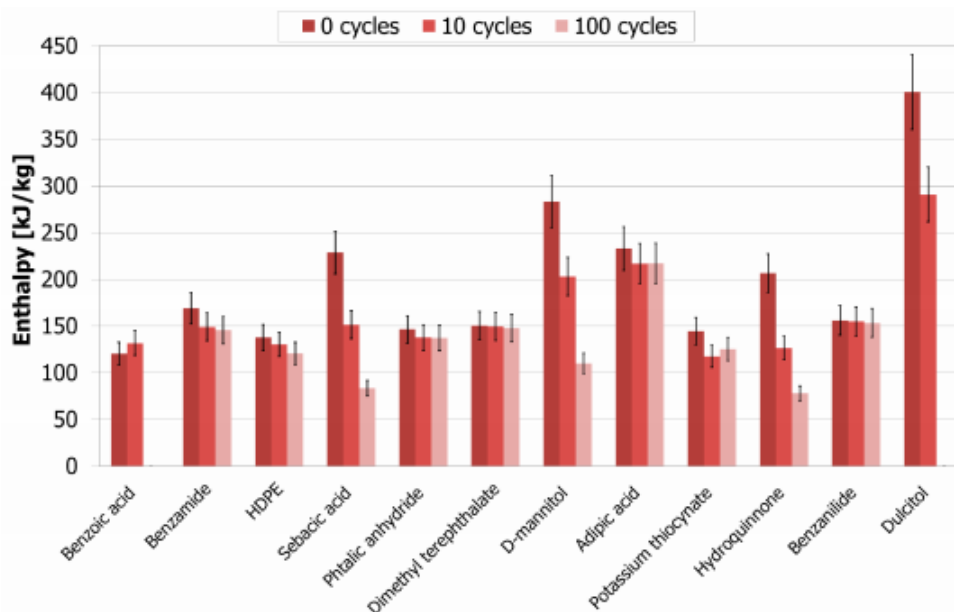


Figura 8 - Variação da entalpia de mudança de fase em função do número de ciclo térmicos [30].

2.3.4 Estabilidade mecânica

Na mudança de fase do PCM, a fase líquida acarreta uma atenção especial devido a fugas que possam ocorrer pelo encapsulamento. Para impossibilitar a ocorrência deste problema, são criados compósitos de um PCM e outro material com a função de estabilizante mecânico, sendo conhecidos por *ss-PCM* (*shape-stabilised PCM*). Independentemente da fase do PCM, seja sólida ou líquida, a forma é sempre assegurada pela estrutura de suporte. Por exemplo, uma parafina de forma estabilizada, é produzida incorporando a parafina a nível microscópico numa estrutura de suporte, como polietileno de alta densidade (HDPE). Outra abordagem para melhorar a estabilidade mecânica consiste em formar um compósito através da impregnação de materiais porosos e mecanicamente estáveis com o PCM. Como exemplo, a impregnação de fibras de madeira com parafinas. Além disso, as estruturas adicionais utilizadas geralmente apresentam uma condutibilidade térmica elevada, porosidade e área de superfície específica elevadas, boa capacidade adsortiva, baixa densidade sem serem dispendiosas, tornando praticável a sua utilização em sistemas TES [26, 27]. Na Figura 9 é possível analisar um teste de fugas para caracterizar o PCM estabilizado. À esquerda encontra-se o PCM não estabilizado, um PEG, e à direita encontram-se várias formas deste estabilizadas. O ponto de fusão do PEG utilizado é de 65°C. A 30°C, todas as formas encontram-se no estado sólido. Quando as amostras são aquecidas até 70°C durante três minutos, o PEG puro começa a fundir gradualmente e a escoar, enquanto as formas estabilizadas apresentam pouco ou nenhuma fuga, devido à fusão. Após cinco minutos a 70°C, o PEG puro encontra-se totalmente fundido enquanto as suas formas estabilizadas se encontram fundidas, mas com uma perda mínima por fugas, como se pode constatar pela Figura 9, devido ao efeito do confinamento por parte do compósito que confere estabilidade mecânica [31].

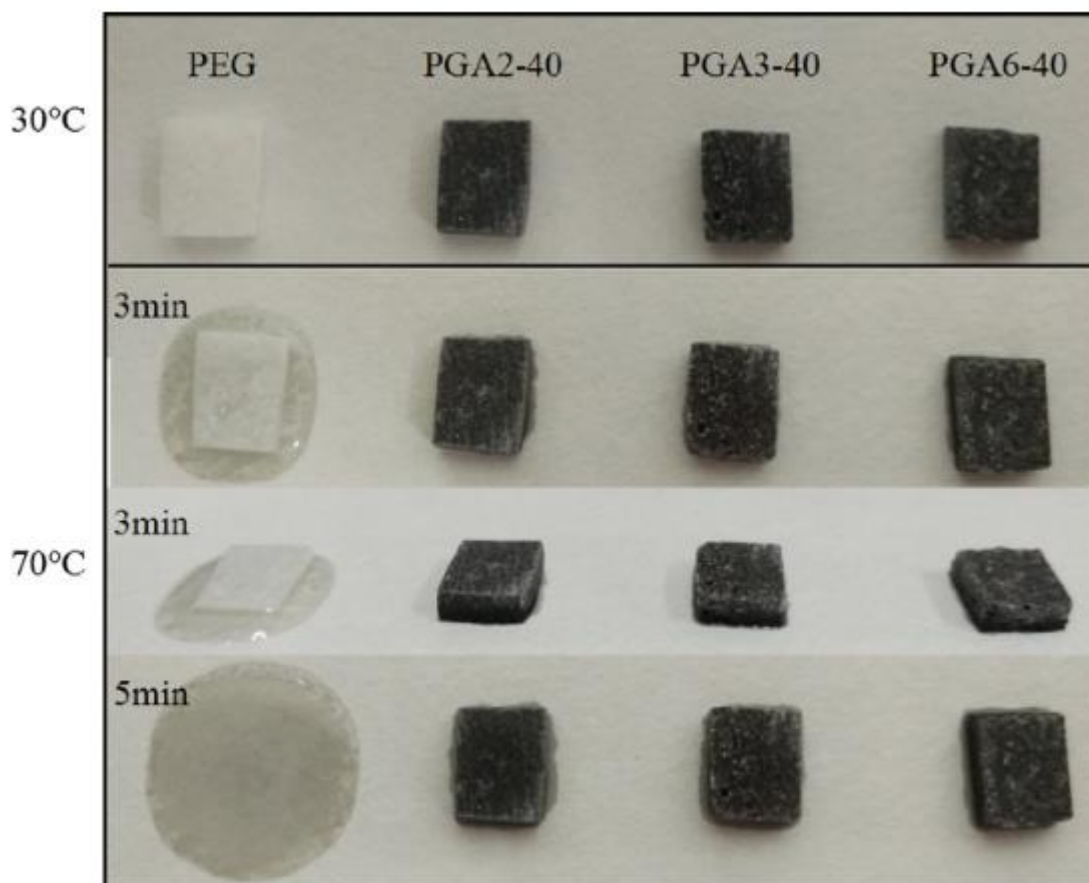


Figura 9 - Estabilidade do glicol PEG e das suas formas compósitas em função da temperatura [31].

2.3.5 Corrosão e compatibilidade com o encapsulamento

Os PCMs podem ser corrosivos quando em contacto com encapsulamentos metálicos ou poliméricos e tubagens, conforme a sua natureza. Os sais hidratados são um exemplo de materiais corrosivos, provocando oxidação em cobre, e corrosão alveolar no alumínio. O aço inoxidável é o material mais resistente à corrosão, embora o cobre, após uma primeira oxidação, não apresente deterioramento posterior (efeito de passivação). O mecanismo rotura sob tensão ambiental, do inglês *Environmental stress cracking*, ESC, é uma interação física que envolve uma elevada plastificação localizada através de uma absorção de fluido (PCM) estimulada pela deformação do material, não envolvendo reações químicas ou degradação molecular do plástico. A absorção de parafinas, PCMs orgânicos, plastifica o polímero e reduz a sua tensão de limite elástico, estando esta redução diretamente ligada à concentração do fluido absorvido. Hidrocarbonetos alifáticos, como as parafinas, são agentes que provocam rotura sob tensão de uma forma ligeira, ao contrário dos hidrocarbonetos aromáticos e halogenados, éteres, cetonas, aldeídos e ésteres, que provocam rotura sob tensão mais agravada. No geral, os polímeros semi-cristalinos como o polietileno ou o polipropileno possuem uma resistência melhor ao ESC do que os polímeros amorfos como o poliestireno [26, 32]. A título de exemplo, na Figura 10 é possível observar a ocorrência do fenómeno ESC quando o termoplástico acrílico é exposto a ftalato de dimetila, um éster. Durante a exposição ao solvente, inicia-se o aparecimento de fendas, perpendicularmente à superfície do polímero, devido a tensões resultantes da dilatação da superfície. Neste caso, o fenómeno de rotura sob tensão ambiental ocorreu sem a aplicação de qualquer tensão externa, embora a existência de tensões residuais devido ao arrefecimento do termoplástico, em que a parte interna da peça arrefece mais lentamente do que a parte exterior e por isso se geram tensões, pode ser um fator importante na ocorrência ou propagação das fendas [33].

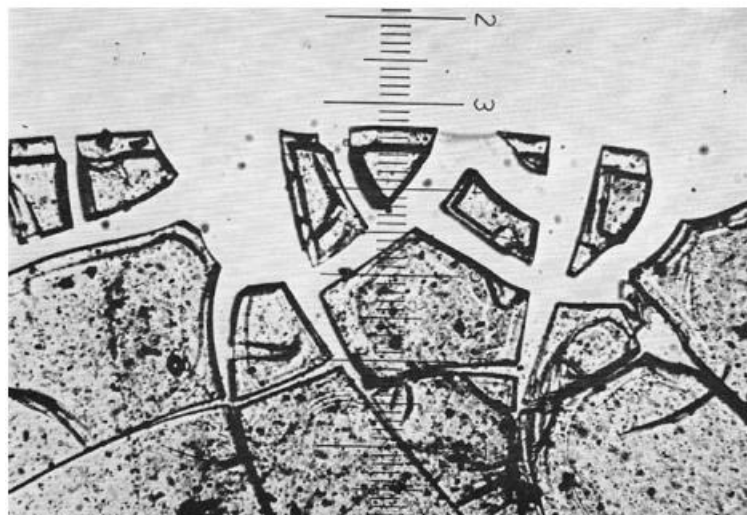


Figura 10 - Fendas no acrílico provocadas por rotura sob tensão ambiental, devido ao contacto com o éster ftalato de dimetila [33].

2.3.6 Condutibilidade térmica

Os sistemas LHS que utilizam PCMs não metálicos apresentam uma resposta térmica lenta devido à baixa condutibilidade térmica que estes materiais possuem. Um PCM orgânico apresenta uma condutibilidade na ordem dos $0,24 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ enquanto um PCM inorgânico apresenta uma condutibilidade térmica na ordem dos $1,0 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, sendo cinco vezes superior. Como os PCMs armazenam grandes quantidades de calor num pequeno volume, e como é necessário transferir este calor para satisfazer as necessidades, a baixa condutibilidade térmica pode ser um problema. Na fase líquida, a convecção pode aumentar a transferência de calor, mas este fenómeno só por si não é suficiente. Na fase sólida, a transferência de calor ocorre somente por condução, o que se dá lentamente. Para ultrapassar este problema é necessário aumentar a condutibilidade térmica do PCM com recurso a materiais de condutibilidade térmica superior, adicionando-os numa escala macroscópica (peças metálicas, como alhetas) ou numa escala microscópica (adição de materiais compósitos). Por outro lado, a adição destes materiais ou partículas pode afetar a convecção na fase líquida, o que prejudica o sistema, e além disso, a introdução de materiais afeta a quantidade de energia que o sistema pode armazenar, uma vez que estes ocupam volume outrora ocupado por PCM. É necessário ter em consideração todas as hipóteses antes de as aplicar [26, 27].

2.4 Técnicas de melhoria da transferência de calor

Um dos problemas mais amplamente aceites sobre os PCMs, na sua aplicação nos mais variados sistemas, relaciona-se com a sua baixa condutibilidade térmica, que afeta gravemente a sua *performance*, tornando-os inviáveis ou limitando as suas aplicações. Mesmo existido uma elevada quantidade de PCMs disponíveis, nas suas diferentes categorias, a questão da baixa condutibilidade térmica é inerente a todos eles. Como tal, para que o seu uso seja possível, é necessário aplicar técnicas de melhoria da transferência de calor que permitam melhorar as características de funcionamento dos sistemas, levando a ciclos de carregamento e descarregamento mais eficientes e em menos tempo.

Uma das primeiras revisões aos diversos métodos de melhoria foi efetuada por Velraj et al, em 1999, que dividiu os métodos em dois tipos: utilização de alhetas e os restantes. Os estudos experimentais primordiais com alhetas foram efetuados por Sparrow et al em 1981, em tubos, enquanto Siegel, em 1977, estudou a utilização de aditivos, partículas com elevada condutibilidade térmica. O uso de matrizes foi estudado por Hoogendoorn e Bart em 1992 [34].

O processo de encapsulamento foi desenvolvido por Barret K. Green em 1942, sendo a sua aplicação no uso com PCMs abordada em 1999 por Jahns [26, 35].

Atualmente, as técnicas de melhoria da transferência de calor em estudo encontram-se resumidas no fluxograma da Figura 11. Porém, estas estão dependentes da geometria do recipiente de armazenamento, que também influencia a natureza da transferência de calor e que por consequência afeta o comportamento da transição de fase. Estes recipientes podem ser retangulares, tubos concêntricos anelares, esféricos, de carcaça e tubo. A Figura 12 compara alguns modelos, indicando algumas condições de fronteira típicas. As diversas técnicas serão abordadas conforme atuam na melhoria do desempenho.

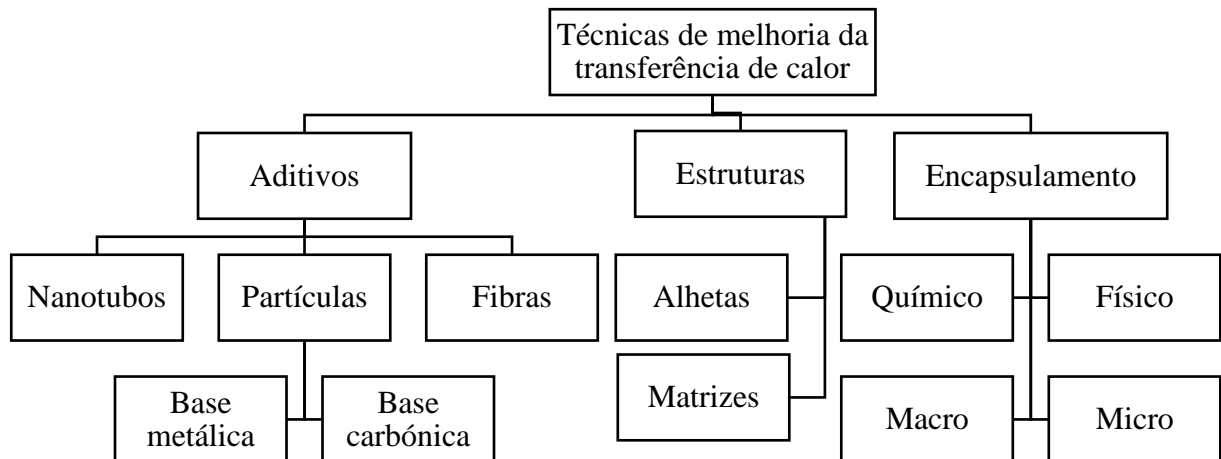


Figura 11 - Classificação das técnicas de melhoria de transferência de calor [26, 36, 37].

2.4.1 Estruturas para o aumento da área de transferência de calor

A utilização de alhetas e matrizes, com diferentes configurações, como é o caso do favo de mel ou espumas, são empregues para aumentar a área de transferência de calor. No caso das alhetas, a sua configuração e orientação são os pontos-chaves a ter em conta na melhoria da transferência de calor e da performance do LHS. São normalmente colocadas na direção da formação da interface sólido-líquido, aquando a mudança de fase, no PCM, pois este apresenta sempre a pior condutibilidade térmica, no permutador de calor. Os fatores a ter em conta são o número de alhetas a utilizar e as suas dimensões, não só para promover a melhoria da transferência de calor, mas também para não prejudicar o armazenamento de calor, uma vez que a sua utilização leva a uma diminuição do espaço útil de armazenamento [36]. A Figura 13 mostra a utilização de alhetas em configurações retangulares e em tubos. As estruturas favo de mel são redes de suportes sólidos, onde o PCM é integrado dentro de vazios periódicos dispostos numa direção definida e particular [38]. Apresentam a vantagem de, para além do aumento da área de transferência entre o PCM e a fonte de calor, reduzirem a tensão mecânica originada pela expansão do PCM durante a mudança de fase [39]. Os fatores a ter em conta nestas estruturas são a orientação dos favos, os ângulos internos e a espessura. A Figura 14 demonstra vários exemplos de estruturas deste tipo. As espumas metálicas, também conhecidas por sanduiche, são estruturas celulares que consistem num metal sólido com interstícios livres, ocupando grande parte do volume.

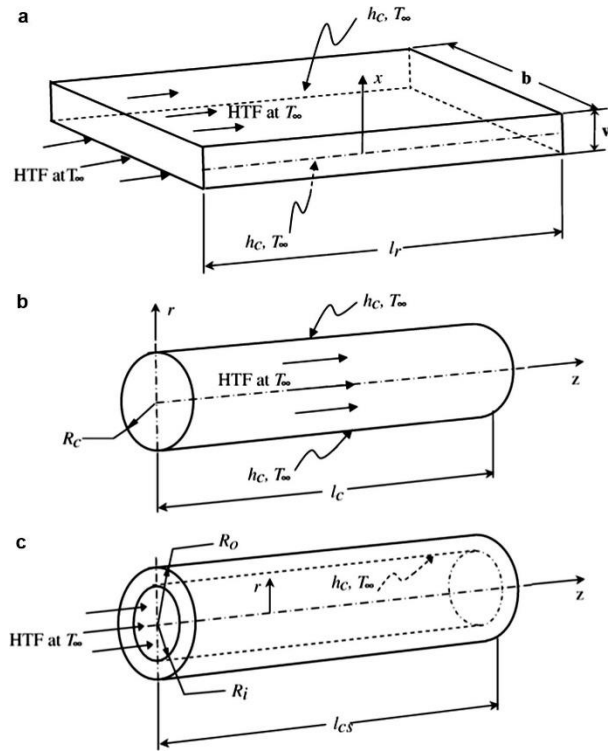


Figura 12 - Diversos modelos e geometrias dos recipientes de PCMs e as respetivas condições de fronteira: a) recipiente retangular; b) recipiente cilíndrico; c) recipiente anular [36].

A característica que define as espumas é a sua alta porosidade, entre 5 a 25% de volume do metal base e além disso mantêm as suas principais propriedades físicas e termofísicas. A espuma, de um material bom condutor, promove a transferência de calor no PCM ao mesmo tempo que oferece rigidez estrutural [40, 41].

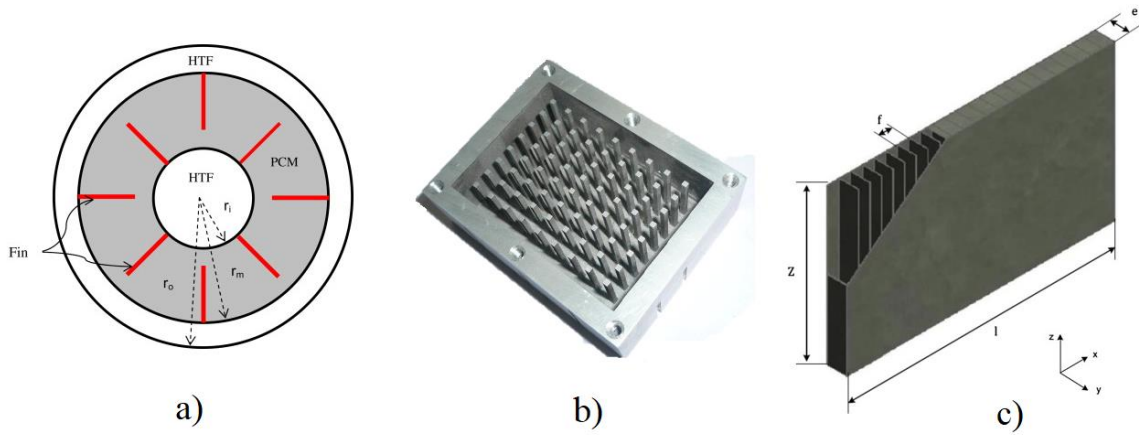


Figura 13 - Estruturas alhetadas: a) tubo triplex, b) base alhetada com pinos, c) placas retangular com alhetas paralelepipedicas [69] [71] [79].

A Figura 14 mostra o aspeto de uma espuma de alumínio e de uma matriz de grafite [42]. As matrizes de grafite, geralmente de grafite expandida (EG), apresentam uma condutibilidade térmica que varia entre 4 e 100 W/(m·K). Além disso, o suporte de EG apresenta valores de coeficientes de transferência de calor exteriores entre os 500 e os 3000 W/(m²·K), baixa massa volúmica, 50 a 300 kg/m³, boas propriedades mecânicas e inércia química. Varias geometrias podem ser moldadas a partir de pó de EG, permitindo um bom contacto entre o composto e uma superfície ou fonte de calor [42].

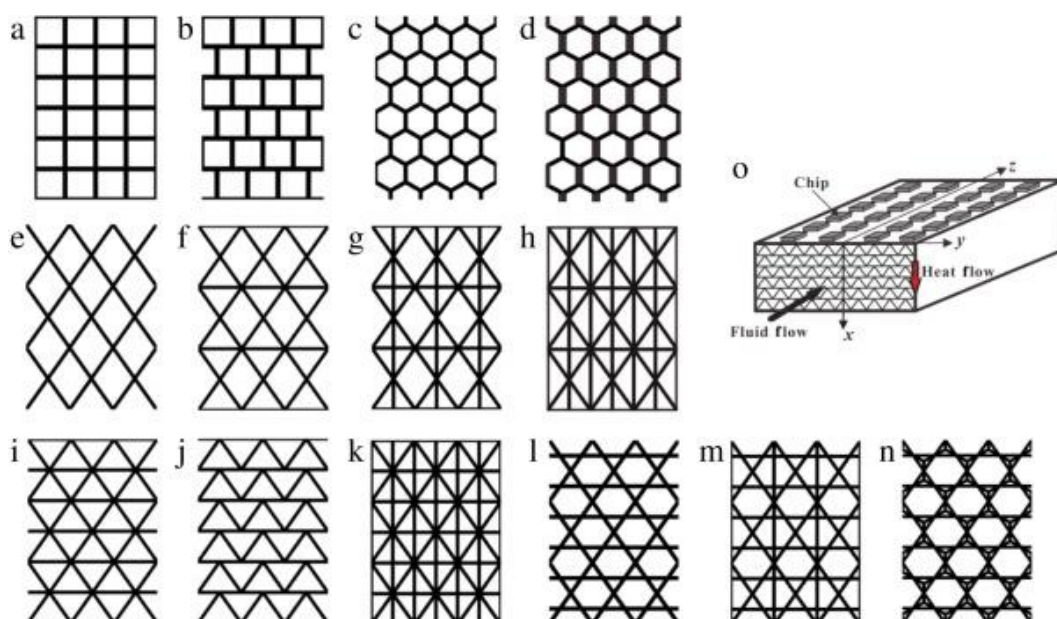


Figura 14 - Diferentes formas de matrizes de um material de elevada condutibilidade térmica [38].

2.4.2 Aditivos para aumento da condutibilidade térmica

Outra técnica para contornar a baixa condutibilidade consiste na adição de materiais de elevada condutibilidade térmica para favorecer a transferência de calor. Estes materiais podem ser de origem metálica ou origem carbónica. Estes últimos são muito comuns devido à elevada condutibilidade térmica, natureza química estável, baixa densidade e grande utilidade noutras aplicações. Podem ser aplicados através de diversas estruturas, como grafite expandida (EG), fibra de carbono (CF), pó de grafite, grafeno e nanotubos de carbono (CNTs). A grafite expandida (EG) é um material de estrutura porosa, usado em estruturas, como se pode ver na Figura 15, a) [37]. A fibra de carbono (CF) é uma fibra inorgânica composta unicamente por carbono que apresenta uma condutibilidade térmica de $900 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ segundo a direção da fibra, como se pode ver na Figura 15, b).

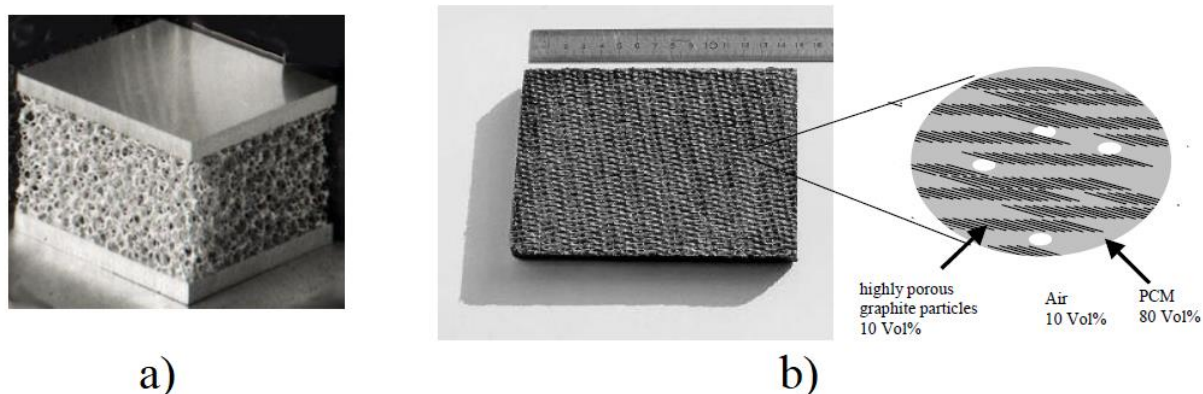


Figura 15 - Aditivos de elevada condutibilidade térmica, a) matriz de EG, b) fibra de carbono [40, 43].

Estes aditivos apresentam não só uma elevada resistência à corrosão, mas também uma boa inércia química, tornando-a compatível com a vasta maioria dos PCMs. Podem ser utilizados numa orientação irregular ou segundo escovas, como se pode ver na Figura 15, b) e na Figura 16. O pó de grafite pode ser aplicado dispersando-o no PCM, para provocar um aumento global da condutibilidade térmica do meio. Os nanotubos de carbono (CNTs) são materiais promissores com propriedades térmicas superiores, com um elevada proporção dimensional, e elevada condutibilidade térmica na direção axial. Existem três tipos de CNTs, com diferenças a nível de microestrutura, sendo o *multi-wall* CNTs, (MWCNTs) o mais utilizado [44]. O

grafeno é uma das formas cristalinas de carbono, composta por uma única camada disposta no plano apresentando uma malha hexagonal, sendo o elemento estrutural basilar de outras formas alotrópicas de carbono, tais como grafite, diamante, CNTs, entre outros [44, 45]. Apresenta características exímias como uma excelente estabilidade mecânica, excelente condutibilidade térmica e uma elevada área superficial específica. Como a massa volúmica das diversas formas alotrópicas de carbono é praticamente a mesma, é possível concluir que o aditivo com maior condutibilidade térmica apresenta a maior vantagem na sua utilização. Além disso, os aditivos à base de carbono com maiores proporções dimensionais têm um efeito superior na melhoria da condutibilidade térmica. A fibra de carbono é o material que apresenta maior proporção dimensional e a sua empregabilidade poderia causar um aumento significativo, mas o processo de preparação é difícil. Os CNTs podem causar uma melhoria notável na condutibilidade térmica geral devido às suas proporções dimensionais. Os mais comuns e mais utilizados, a EG e pó de grafite, continuam a ser os aditivos mais competitivos. O grafeno é uma material com uma estrutura especial mas apresenta características químicas, elétricas e térmicas incomuns, e ainda não é geralmente aceite se o grafeno provoca ou não uma melhoria da condutibilidade térmica superior às capacidades da grafite expandida (EG) ou os CNTs, devido às diferentes formas de preparação. Somente com trabalho experimental adicional é que estas características podem ser estimadas [44]. Na Figura 16 encontram-se duas formas de utilização das fibras de carbono.

No campo dos materiais metálicos, estes podem ser utilizados como nanopartículas e sais. Os metais são materiais suscetíveis à oxidação, todavia os óxidos apresentam uma condutibilidade térmica muito superior à dos PCMs. Assim, são utilizados como nanopartículas. A sua percentagem de adição (em peso) pode variar entre 1 e 30%, ou até mais. Óxidos a ser utilizados como nanopartículas são por exemplo, CuO , Al_2O_3 , TiO_2 , Co_3O_4 e Fe_3O_4 . Na Figura 17 encontra-se representado o óxido de cobalto, Co_3O_4 . Para melhorar a dispersão das nanopartículas nos PCMs, utilizam-se surfatantes para diminuir a tensão superficial. A melhoria da condutibilidade térmica, com a adição de partículas metálicas, é diferente nas duas fases, geralmente maior na fase líquida. Os fatores mais importantes a ter em conta são a dispersão das nanopartículas no PCM, o tamanho destas e a quantidade (percentagem em massa) de material adicionado. Os sais metálicos, como o sódio, nitreto de alumínio beta, $\beta\text{-AlN}$ e nanopartículas de nitrato de prata são alguns exemplos de sais utilizados. A estabilidade térmica destes materiais é boa e além disso, apresentam uma elevada condutibilidade térmica e propriedades bem definidas [44]. Como desvantagens, estas partículas apresentam um elevado potencial para se aglomerarem e sedimentarem, reduzindo o seu efeito benéfico de condução de calor [46].

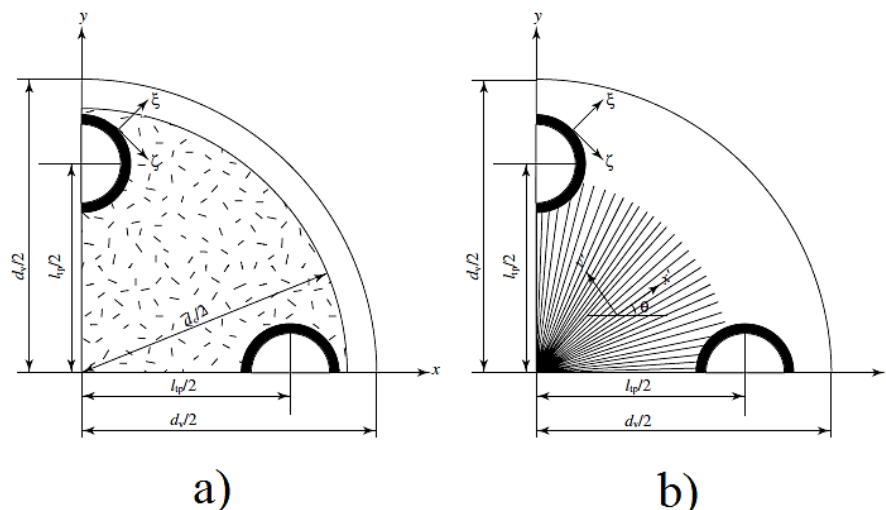


Figura 16 - Fibras de carbono: a) em forma de lâminas b) em forma de escovas [47].

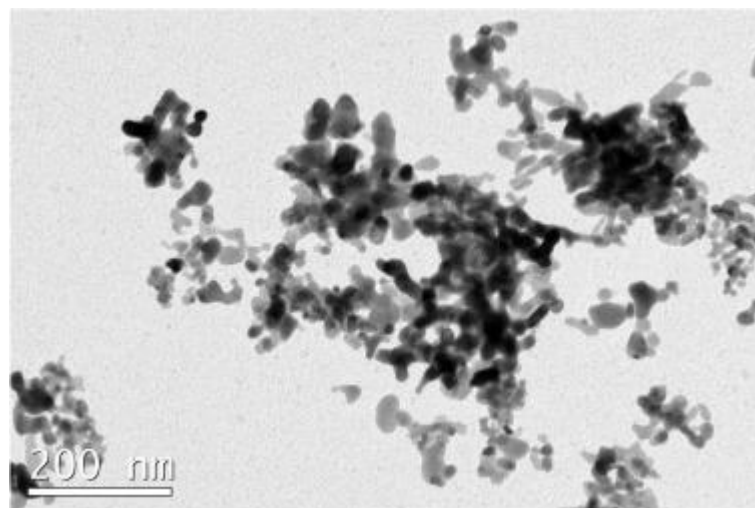


Figura 17 - Óxido de cobalto [48].

2.4.3 Encapsulamento de PCMs para melhoria de transferência de calor

O processo de encapsulamento consiste na aplicação de um material de revestimento ao PCM com o objetivo de o isolar do meio ambiente e segurar a fase líquida. Assim, é assegurada a pureza e a composição química do PCM, que em contacto com o ar ou outro fluido poder-se-ia degradar. Além disso, há uma melhoria da estabilidade mecânica, da transferência de calor para além de permitir o uso de PCMs altamente reativos ou perigosos. O encapsulamento de PCMs orgânicos é o mais comum, devido à sua natureza não corrosiva e insignificante solubilidade em água. Todavia, a sua natureza inflamável pode ser controlada com recurso a revestimentos com materiais inorgânicos. A confeção dos revestimentos pode ser feita através de métodos químicos ou físicos. Os métodos físicos são utilizados para revestir superfícies de grandes dimensões. Pelo contrário, os métodos químicos são utilizados para obter uma melhor capacidade de armazenamento de calor, com revestimentos de menores dimensões e melhor acabamento, sendo o método de preferência. O encapsulamento também pode ser classificado pelas dimensões do revestimento, como macro, micro e até nano, apresentando diversas formas, como esférico, cilíndrico, tubular ou retangular. A resistência mecânica do encapsulamento do PCM pode ser avaliada pelo rácio entre o núcleo e o revestimento. Um aumento deste rácio leva ao enfraquecimento da resistência, o que é indesejável, enquanto o oposto leva a baixas densidades de armazenamento de energia. Valores próximos de 70/30 do rácio núcleo-revestimento apresentam os melhores resultados de estabilidade térmica. Os revestimentos usam materiais como poliureia, divinilbenzeno interligado a metil metacrilato (DVB-MMA), carbonato de cálcio, nitrato de silício, entre outros. Existe uma grande variedade de materiais a utilizar nos revestimentos. A adição de partículas ao PCM encapsulado também é comum, ajudando no aumento da condutibilidade térmica geral do conjunto.[27, 36]

O microencapsulamento é o encapsulamento de partículas sólidas ou líquidas de 1 μm a 1000 μm de diâmetros num recipiente sólido. Os processos físicos utilizados neste tipo de encapsulamento são secagem por pulverização e processos de centrifugação e fluidização. Os processos químicos utilizados são a encapsulação in-site, coaservação simples e complexa, policondensação, precipitação, entre outros [27]. As vantagens deste tipo de encapsulamento, para além do confinamento da fase líquida, são a melhoria da transferência de calor para a vizinhança, e o aumento da estabilidade cíclica por diminuição dos fenómenos de segregação de fases, pois este dá-se a um nível microscópico. Um inconveniente resulta no aumento do subarrefecimento do PCM [27]. Além disso, nos sais hidratados o revestimento deve ser impermeável para evitar mudanças na composição do PCM. O macroencapsulamento é o armazenamento de PCMs em reservatórios macroscópicos que podem ter capacidades desde alguns mililitros até alguns litros. Estes reservatórios são geralmente metálicos ou plásticos. O

macroencapsulamento é muito comum uma vez que existe uma elevada disponibilidade de formas que são utilizadas noutras aplicações. O objetivo, à semelhança do caso anterior, é armazenar o PCM líquido e impedir reações entre o PCM e o ambiente que degradem a matéria [27, 36]. Na Figura 18 encontra-se um exemplo de cada uma das formas de encapsulamento de PCMs.



a)



b)

Figura 18 - Encapsulamento de PCMs: a) microencapsulamento em forma de pós; b) macroencapsulamento numa caixa de alumínio [49, 50].

3 Descrição da unidade de armazenamento de calor

3.1 Implementação do sistema

A unidade de armazenamento a desenvolver neste trabalho tem como objetivo a recuperação de calor residual dos gases de escape da caldeira de condensação presente na Central Térmica do edifício EcoTermoLab, através do armazenamento de energia térmica com recurso a materiais de mudança de fase. Esta energia armazenada é posteriormente utilizada para aquecimento do ar ambiente de uma sala de formação que se encontra adjacente à conduta de saída dos gases. O esquema da Figura 19 sumariza as diversas etapas que levarão ao desenvolvimento do sistema em que uma das principais variáveis a considerar é o tempo.

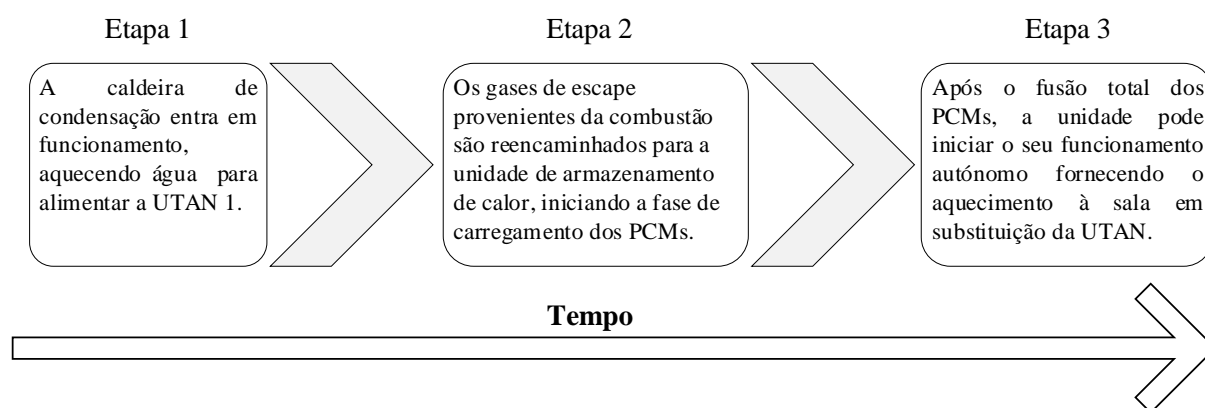


Figura 19 - Esquema representativo das diversas etapas de funcionamento do sistema.

O sistema pode ser reduzido a três áreas cruciais: caracterização da fonte de energia térmica, as necessidades térmicas da sala de formação, alvo de estudo (E4), e finalmente o dimensionamento da unidade de armazenamento. A fonte de energia térmica corresponde aos gases de escape da caldeira de condensação. Quanto à sala de formação E4, será necessário calcular a carga térmica que satisfaça as necessidades do espaço para posteriormente conceber a unidade de armazenamento, que não existe. Na Figura 20 encontram-se sumarizadas as diversas etapas para o desenvolvimento da unidade TES e do sistema em questão e na Figura 21 encontra-se o diagrama esquemático do sistema em estudo.

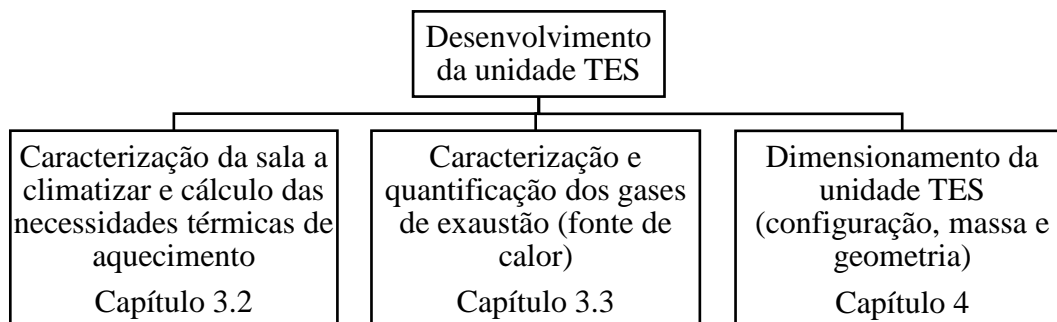


Figura 20 - Metodologia para o desenvolvimento da unidade TES.

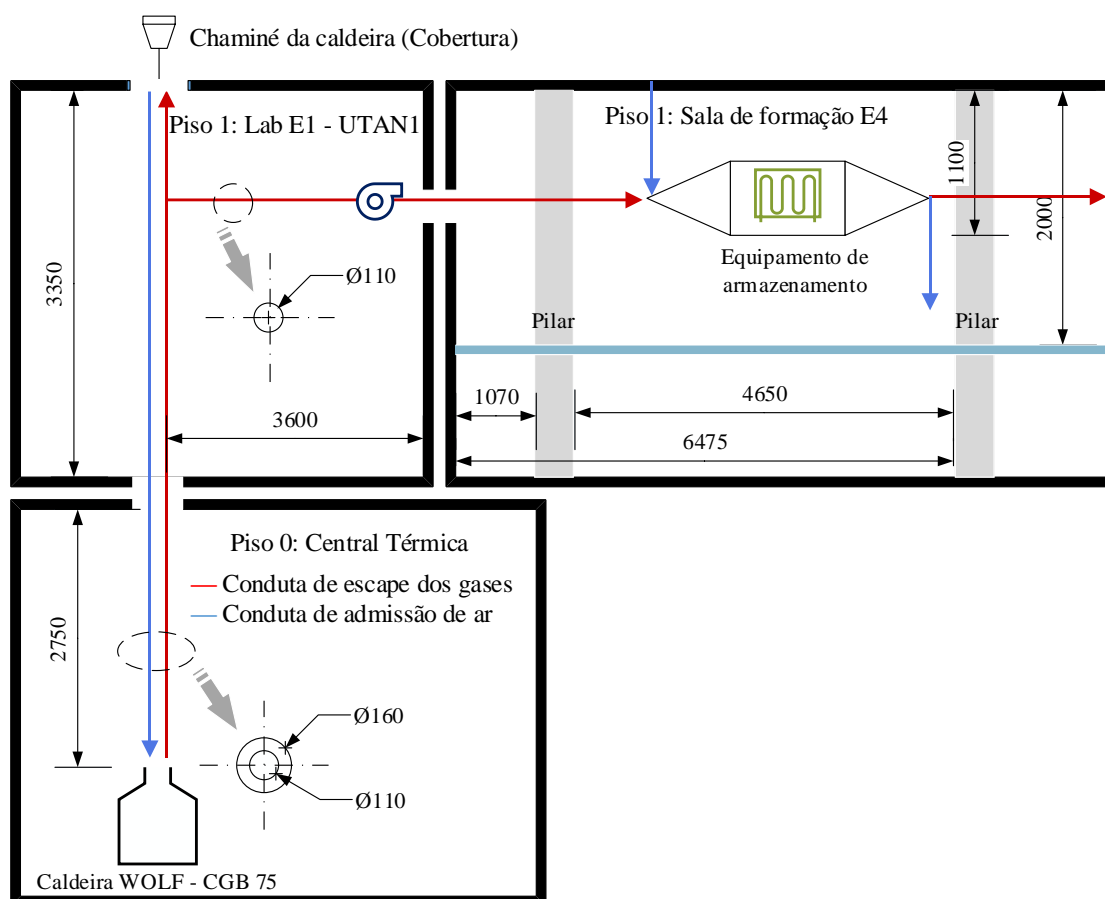


Figura 21 - Diagrama esquemático do sistema global e das respetivas características principais.

3.2 A sala de formação E4: cálculo da carga térmica de aquecimento

A sala de formação encontra-se no piso 1 do edifício EcoTermoLab. É utilizada para formações teóricas, orientação tutorial e informática. Apresenta uma área de 25 m², um pé direito de 3 m, uma fachada para o exterior virada a oeste, com vão envidraçado, duas paredes interiores, uma para um corredor e a outra para uma sala polivalente. Apresenta uma ocupação máxima de 25 pessoas. A sala de formação E4 encontra-se retratada na Figura 22 e a sua planta na Figura 23.



Figura 22 - A sala de formação E4: vista do fundo, à esquerda; vista de frente, à direita.

A climatização da sala é assegurada pela UTAN, com um caudal parcial de ar insuflado igual ao extraído, de 1460 m³/h, porém somente 800 m³/h de ar novo são insuflados. Além disso, apresenta um ventiloconvector de cassette de 4 tubos e 2 vias, encastrado no teto falso. As

características do ventiloconvector encontram-se na Tabela 12. Esta unidade encontra-se instalada como complemento da UTAN caso esta não consiga satisfazer as necessidades térmicas de todas as salas dedicadas.

O próximo passo para caracterizar a sala de formação E4 consiste no cálculo da carga térmica de aquecimento.

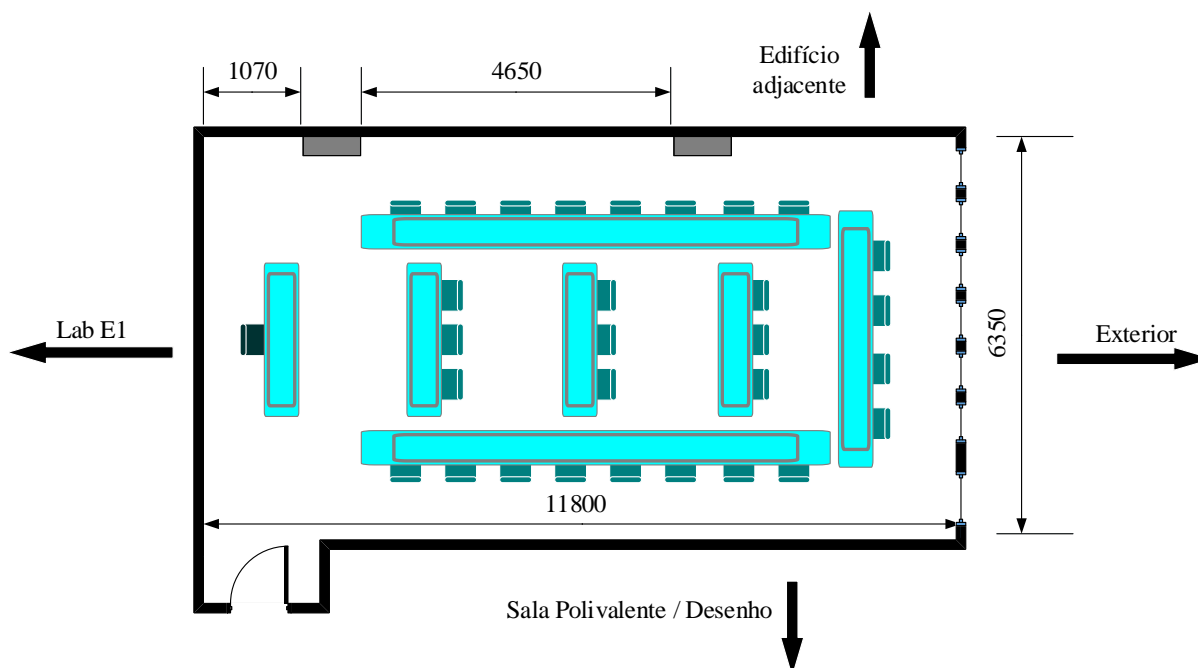


Figura 23 - Planta da sala de formação E4.

Tabela 12 - Dados do ventiloconvector FWC07AT da Daikin [51]

| Ventiloconvector Daikin | FWC07AT |
|--|-----------------|
| Alimentação elétrica [W] | 127 |
| Potência de arrefecimento total [kW] | 6,63 |
| Potência de arrefecimento sensível [kW] | 4,90 |
| Potência de aquecimento (2 tubos) [kW] | 8,40 |
| Dimensões (altura - largura - profundidade) [mm] | 335 x 820 x 821 |
| Peso da unidade [kg] | 31 |
| Caudal de água (arrefecimento/aquecimento) [l/h] | 1140 |
| Caudal de ar no ventilador [m ³ /h] | 1310 |

Para o cálculo da carga térmica de aquecimento fez-se recurso ao *software EnergyPlus* [52]. O primeiro passo consistiu em desenhar a estrutura da sala de formação utilizando o *SketchUp* [53] com a ajuda da extensão *Euclid* [54] para a definição da zona térmica a estudar, nomeadamente a sala de formação E4. Na Figura 24 encontra-se representada a sala de formação E4 no *software SketchUp* [53]. Foram incluídas algumas simplificações, nomeadamente a configuração em L da entrada, a existência de pilares e outras superfícies, e as janelas do lado direito da fachada exterior foram consideradas numa única. Após a construção da geometria para especificação de zona térmica, o ficheiro pode ser carregado para o *EnergyPlus* [52] que reconhecerá a geometria da sala, pré-estabelecida.. A partir daí, as características da sala vão ser definidas. O procedimento de cálculo efetuado encontra-se detalhado no Anexo A.

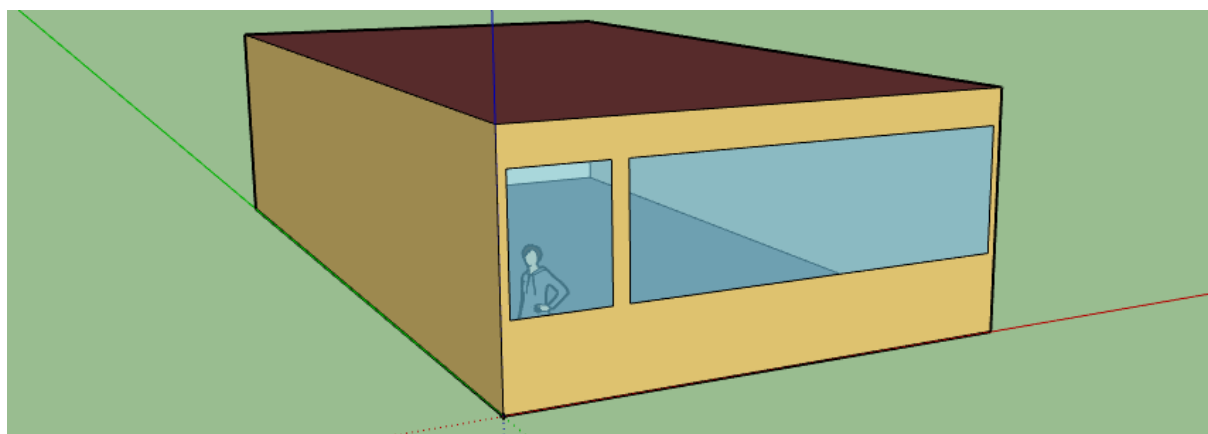


Figura 24 - A sala de formação E4 representada no software *SketchUp* [53].

A partir do *software EnergyPlus* [52] obteve-se as necessidades de potência de aquecimento diárias para os meses de janeiro e dezembro, que se encontram representadas na Figura 25. Os valores zero de necessidade de potência correspondem a domingos e feriados. Depois procedeu-se à aplicação das médias móveis, com um período de 2, para analisar uma variação média das necessidades de potência ao longo dos dois meses que não fosse afetada pelas grandes flutuações de dias muito frios. Uma vez que o equipamento a instalar funcionará como um auxílio, basear a seu desenvolvimento para o dia crítico levaria a um sobredimensionamento da unidade. Com a aplicação das médias móveis, é possível visualizar o amortecimento da variação das necessidades térmicas e como tal, verificar um dia que corresponda a um valor igual ou ligeiramente superior à média das necessidades nestes dois meses, geralmente os que requerem mais aquecimento da estação fria.

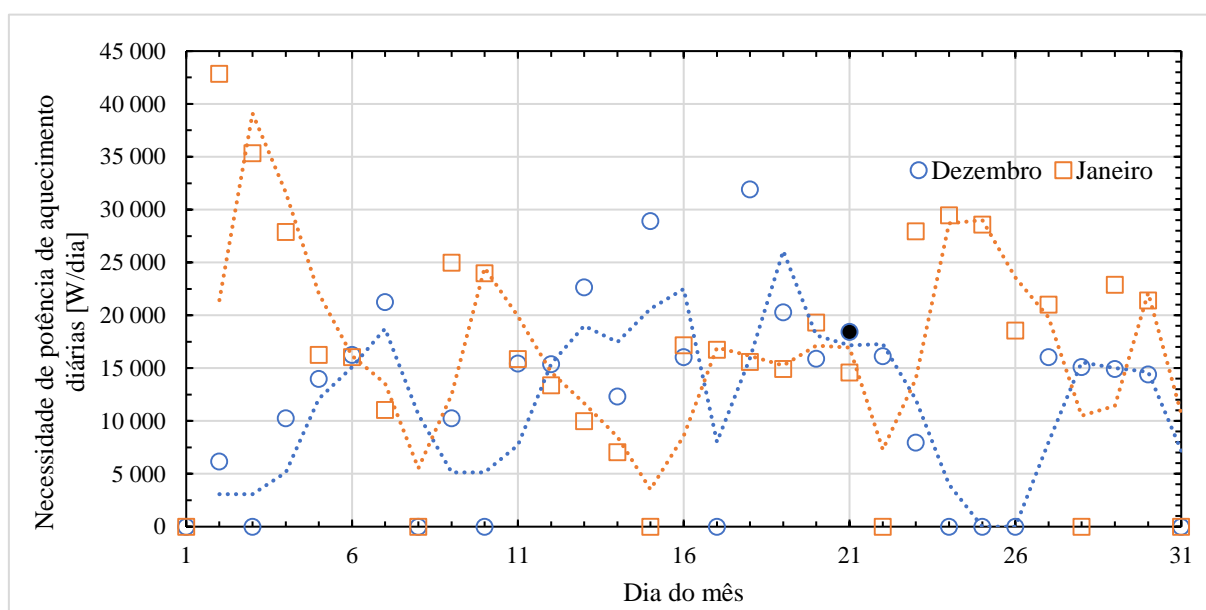


Figura 25 - Necessidades de potência de aquecimento diárias nos meses de dezembro e janeiro, e respetivas médias móveis.

Optou-se por considerar a variação diária para um dia de simulação específico que representasse o mais próximo possível a média das necessidades horárias nestes dois meses. O dia escolhido foi o 21 de dezembro, cujas necessidades de potência de aquecimento são iguais ou superiores a aproximadamente 61% das necessidades diárias da totalidade destes dois meses. Os resultados obtidos encontram-se na Tabela 13. As necessidades energéticas são calculadas para cada hora, ($Potência \cdot tempo$), tal como a potência de aquecimento requerida para cada hora do dia 21 de dezembro. Este processo serve de base para o arranque do desenvolvimento da unidade TES, podendo ser alterada mais à frente conforme os resultados obtidos.

Tabela 13 - Resultados obtidos após simulação através do *software EnergyPlus* [52]

| Dia | 21 de dezembro | | | | | | | | | |
|-----------------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Hora | 9:00 | 10:00 | 11:00 | 12:00 | 13:00 | 14:00 | 15:00 | 16:00 | 17:00 | 18:00 |
| Potência de aquecimento [W] | 2319 | 3207 | 2622 | 2170 | 979 | 0 | 2094 | 1650 | 1677 | 1698 |
| Necessidade de energia [kJ] | 8350 | 11546 | 9440 | 7811 | 3523 | 0 | 7538 | 5939 | 6036 | 6113 |

3.3 Fonte de calor: caldeira de condensação

A caldeira de condensação instalada na Central Térmica é da marca WOLF, modelo CBG-75, a gás natural. As características da caldeira de condensação [55] encontram-se na Tabela 14. A caldeira apresenta um queimador com carga variável, em ambos os modos de funcionamento: água quentes sanitárias (DHW) e água quente que alimentará as unidades de tratamento de ar novo, UTAN. O primeiro botão ajustável apresenta nove posições e o segundo oito posições de funcionamento, mais duas, para desativar no Verão ou para manutenção. A posição mais comum de funcionamento da caldeira de condensação da Central Térmica, no EcoTermoLab é a que se encontra na Figura 26 e que corresponde ao modo de operação mais utilizado e o considerado no presente estudo. Nesta posição de funcionamento, o caudal e a temperatura dos gases e o caudal de admissão de ar têm de ser medidos para avaliação da energia disponível para recuperação. Posteriormente com estes dados, de forma empírica, a perda de calor para a envolvente no escoamento pelas condutas até à entrada na unidade de armazenamento será determinada.

Tabela 14 - Características da caldeira de condensação CBG-75 da WOLF [55]

| Propriedades | |
|---|-------------|
| Classe energética | A |
| Potência nominal a 80/60°C [kW] | 70,1 |
| Potência nominal a 50/30°C [kW] | 75,8 |
| Carga térmica nominal [kW] | 71,5 |
| Potência por módulo a 50/30°C [kW] | 19,6 |
| Conexão ar/gases [mm] | 160/110 |
| Eficiência standard a 40/30 [%] | 110/99 |
| Eficiência standard a 75/60 [%] | 107/96 |
| Combustível | Gás natural |
| Caudal de gases de escape a Q_{\max} [g/s] | 33,7 |
| Caudal de gases de escape a Q_{\min} [g/s] | 8,9 |
| Temperatura dos gases de escape 80/60 - 50/30 a Q_{\max} [°C] | 72-48 |
| Temperatura dos gases de escape 80/60 - 50/30 a Q_{\min} [°C] | 60-36 |
| Classe NO _x | 5 |



Figura 26 - Posição de serviço da caldeira de condensação CBG-75.

A composição dos gases de escape da caldeira é conhecida devido a medições efetuadas pelo ISQ. Os valores obtidos pela medição encontram-se na Tabela 15. A medição foi efetuada com o equipamento KANE 940, com uma resolução de 0,1% nas medições de oxigénio e dióxido de carbono, e 1 ppm nas medições de monóxido de carbono, e uma exatidão de $\pm 0,2\%$ para medições de oxigénio, 0,3% para as medições de dióxido de carbono e ± 20 ppm nas medições de monóxido de carbono, sendo as espécies químicas medidas na base molar seca. Para efetuar as medições, colocou-se a caldeira na posição de serviço indicada para o efeito. A posição de medição é a *emissions test mode*, a seguir à posição 8 do botão da direita, como se pode ver na Figura 26, em que a caldeira funciona à potência máxima. A espécie química que perfaz os 100% é o azoto atmosférico, N_2 . A temperatura dos gases à saída foi também medida e o valor obtido foi de 51,8°C.

Tabela 15 - Resultados das medições das espécies químicas presentes nos gases da caldeira de condensação

| Espécie química | Composição na base molar [%] | Fórmula química |
|---------------------|------------------------------|-----------------|
| dióxido de carbono | 8,1 | CO ₂ |
| oxigénio | 6,5 | O ₂ |
| monóxido de carbono | 0,0027 | CO |

A partir da medição da composição molar na base seca dos gases, e com recurso à composição de referência do gás natural disponibilizada pelo catálogo da referência [56] é possível inferir através do estabelecimento da equação química de equilíbrio entre reagentes e produtos da combustão. Na Tabela 16 encontra-se a composição de referência do gás natural Magreb, proveniente do gasoduto argelino, que foi utilizada para o cálculo. A equação química da queima é a reação do gás natural com um comburente, o oxigénio do ar, quer originará os produtos de combustão medidos pelo equipamento KANE 940, e além disso vapor de água.

Tabela 16 - Composição química na base molar do gás natural oriundo da Argélia (Magreb) [56]

| Espécie química | Composição na base molar [%] | Fórmula química |
|------------------------|------------------------------|--------------------------------|
| metano | 87,885 | CH ₄ |
| etano | 8,056 | C ₂ H ₆ |
| propano | 1,378 | C ₃ H ₈ |
| i-butano ¹ | 0,108 | C ₄ H ₁₀ |
| n-butano | 0,158 | C ₄ H ₁₀ |
| i-pentano ² | 0,022 | C ₅ H ₁₂ |
| n-pentano | 0,018 | C ₅ H ₁₂ |
| n-hexano | 0,02 | C ₆ H ₁₄ |
| azoto | 1,088 | N ₂ |
| dióxido de carbono | 1,266 | CO ₂ |

¹ n-butano e i-butano, idem para as outras espécies químicas, são isómeros do mesmo alcano, apresentando a mesma fórmula química, sendo somente díspares na forma de disposição dos átomos (isómeros)

² idem à nota anterior

Os resultados obtidos, na base molar e na base mássica encontram-se na Tabela 17. No Anexo B encontra-se o procedimento efetuado para se chegar aos valores da Tabela 17. A partir destes resultados e após a análise é possível avaliar se a mistura pode ser considerada como um gás perfeito, assim, a aplicação da lei de Gibbs Dalton será justificável e a partir desta obter-se-á a massa volúmica e o calor específico da mistura (Anexo C).

Tabela 17 - Composição dos gases da caldeira de condensação nas bases molar e mássica a 51,8°C

| Espécie química | Composição na base húmida molar [%] | Composição na base mássica [%] |
|---------------------|-------------------------------------|--------------------------------|
| azoto | 74,161 | 74,069 |
| água | 13,158 | 8,452 |
| dióxido de carbono | 7,034 | 11,037 |
| oxigénio | 5,645 | 6,440 |
| monóxido de carbono | 0,002 | 0,002 |

As medições de velocidade na conduta de admissão e escape foram efetuadas com o equipamento DP-CALC™ Micromanometer Model 5825 da AIRFLOW™, com uma resolução de 0,1 Pa e uma exatidão de $\pm 1\%$ do valor lido ± 1 Pa. Foram efetuadas seis medições de pressão na conduta de admissão e o valor médio obtido foi de -8,6 Pa. Na conduta dos gases de escape, foram efetuadas seis medições e o valor médio obtido foi de 2,7 Pa.

As medições de temperatura na conduta de admissão e do ar ambiente da central térmica foram efetuadas com um anemómetro TA-5 Thermal Anemometer da AIRFLOW™ com uma resolução de 0,1°C, exatidão de $\pm 1^\circ\text{C} \pm 1$ dígito. Foram efetuadas três medições de temperatura na conduta de admissão e o valor médio obtido foi de 26,0°C. A temperatura ambiente da central térmica é de 21,1°C, obtida uma única vez pelo instrumento após este estabilizar, apresentando a média temporal do valor medido. A temperatura exterior ao edifício foi medida do mesmo modo, obtendo-se um valor de 19,9°C.

As medições de temperatura na conduta de escape foram efetuadas com um termómetro digital CT561C/F da CITIZEN™, com uma resolução de 0,1°C, exatidão de $\pm 0,1^\circ\text{C}$ de 35,5°C a 42,0°C. Foram efetuadas três medições de temperatura na conduta dos gases de escape e o valor médio obtido foi de 35,5°C. Foi utilizado um equipamento diferente para a medição da temperatura dos gases uma vez que o TA-5 Thermal Anemometer tem limitações a medir a temperatura de escoamentos com elevada percentagem de vapor de água, podendo ocorrer danos. Na Tabela 18 encontram-se sumarizados os valores medidos e as respetivas incertezas.

Todos os valores de resolução e incertezas dos equipamentos foram retirados dos manuais de utilizador que se encontravam junto com os aparelhos de medição.

Tabela 18 - Resumo dos valores das medições e incertezas associadas

| Instrumento | Valor medido | | | Incerteza |
|------------------------------------|--------------|--------|-----------------|------------------------------------|
| | Admissão | Escape | Central Térmica | |
| DP-CALC™ Micromanometer Model 5825 | -8,6 Pa | 2,7 Pa | | $\pm 1\%$ leitura ± 1 Pa |
| TA-5 Thermal Anemometer | 26,0°C | | 21,1°C | $\pm 1^\circ\text{C} \pm 1$ dígito |
| CT561C | | 35,5°C | | $\pm 0,1^\circ\text{C}$ |

O próximo passo consiste em caracterizar os gases à temperatura medida, uma vez que a caldeira se encontra a carga parcial, ou seja, diferente do modo *emissions test*. A carga parcial, a temperatura dos gases é de 35,5°C, o que levará a uma composição diferente. Não havendo informação da composição dos gases a esta temperatura, partiu-se da composição a 51,8°C, em que a percentagem dos componentes secos se mantém constante, mas a percentagem de vapor de água vai diminuindo sucessivamente com o decréscimo da temperatura, devido à condensação. Assim, a 35,5°C, a composição dos gases encontra-se saturada (tal como se encontrava a 51,8°C), mas o valor das espécies (exceto o vapor de água) é igual ao valor medido. Nestas condições, a composição molar e mássica é a dada pela Tabela 19.

Tabela 19 - Composição dos gases da caldeira de condensação nas bases molar e mássica a 35,5°C

| Espécie química | Composição na base húmida molar [%] | Composição na base mássica [%] |
|---------------------|-------------------------------------|--------------------------------|
| azoto | 80,523 | 78,029 |
| água | 5,708 | 3,557 |
| dióxido de carbono | 7,637 | 11,627 |
| oxigénio | 6,129 | 6,784 |
| monóxido de carbono | 0,003 | 0,002 |

Finalmente, constatou-se que o funcionamento da caldeira não é intermitente, existindo momentos em que se encontra em funcionamento e momentos em que está parada. Estes dois estados de funcionamento estão dependentes das necessidades da UTAN ou águas quentes sanitárias. Não é possível conhecer qual a fração de tempo de cada um dos estados pelo que se considerará que a caldeira se encontra sempre em regime permanente.

3.3.1 Determinação das propriedades dos gases da caldeira de condensação

A partir da composição mássica dos gases a 35,5°C é possível estimar as suas propriedades termodinâmicas como calor específico e a massa volúmica da mistura através da aplicação da lei de Gibbs Dalton, traduzida pela equação 3. Este procedimento só pode ser efetuado caso a mistura de gases possa ser considerada como um gás ideal. O procedimento que permite considerar a mistura como um gás ideal encontra-se no Anexo C, e a partir da resolução obtida procedeu-se à aplicação da lei de Gibbs Dalton, sem limitações,

$$c_p = \sum z_i \cdot c_{pi} \quad (3)$$

sendo z_i o valor da fração mássica de cada constituinte e o valor do calor específico de cada constituinte, c_{pi} , obtido através do *software* EES [57] uma vez que este apresenta uma base de dados completa e dado que foi necessário retirar muitas vezes o valor de c_{pi} para diversas composições distintas da mistura de gases, o estabelecimento de um programa em código tornou este passo mais eficiente. Além disso, o c_{pi} foi calculado a partir da pressão parcial de cada um dos componentes e a pressão atmosférica de referência utilizada foi de 101,325 kPa, à temperatura da mistura.

A partir da composição molar dos gases à mesma temperatura é possível estimar a massa volúmica da mesma, através da lei de Gibbs Dalton, traduzida pela equação 4,

$$\rho = \sum \rho_i \quad (4)$$

sendo o valor da massa volúmica de cada constituinte, ρ_i , obtido através do *software* EES [57], pelas mesmas razões supramencionadas, em função da pressão parcial de cada constituinte à temperatura da mistura. A pressão parcial de cada constituinte foi obtida através da fração molar de cada constituinte na mistura, atendendo novamente à lei de Gibbs Dalton.

O cálculo da condutibilidade térmica e da viscosidade dinâmica da mistura é mais complexa e é feito com recurso à regra de mistura de Wilke [58], que é uma simplificação da relação de primeira ordem de Chapman-Enskog [59], obtida através de simplificações na teoria cinética da difusão, eliminando a necessidade de empregar as difusividades entre as espécies [59]. Esta regra produz bons resultados para velocidades relativamente baixas e temperaturas máximas de 10000 K, com um desvio médio entre resultados experimentais e medidos de 1,9% [58, 60]. A condutibilidade térmica e viscosidade dinâmica da mistura para cada modo de energia podem ser calculados através de uma soma ponderada apropriada das condutibilidades térmicas e viscosidades dinâmicas das diversas espécies presentes na mistura, conforme a equação 5,

$$\mu_{mist} = \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i}{1 + \frac{1}{x_i} \cdot \sum_{j=1, j \neq i}^n x_j \cdot \phi_{ij}} \quad e \quad k_{mist} = \sum_{i=1}^n \frac{k_i}{1 + \frac{1}{x_i} \cdot \sum_{j=1, j \neq i}^n x_j \cdot \phi_{ij}} \quad (5)$$

em que x_i e x_j é a fração molar do componente i e j , respetivamente, μ_i e k_i são a viscosidade dinâmica e condutibilidade térmica do componente i , respetivamente e ϕ_{ij} é um fator de escala ponderado, dado pela equação 6,

$$\phi_{ij} = \left[1 + \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_j}} \cdot \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{1/4} \right]^2 \cdot \left[\sqrt{8 \cdot \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)} \right]^{-1} \quad (6)$$

sendo $j \neq i$, μ_j corresponde à viscosidade dinâmica do componente j , e M_j e M_i correspondem à massa molecular do componente j e i respetivamente. O cálculo por este processo, comparativamente aos outros processos, é o mais facilitado, porém é moroso e tem de ser efetuado para cada temperatura. Na Tabela 20 encontram-se as propriedades dos gases de escape para uma gama de temperaturas entre 30°C e 35,5°C, obtidas através das equações 3,4 5 e 6, que serão essenciais ao cálculo da perda de calor no escoamento [58].

Tabela 20 - Propriedades da mistura de gases para diferentes temperaturas

| Propriedade | Temperatura [°C] | | | |
|---|------------------|--------|--------|--------|
| | 30 | 32 | 34 | 35,5 |
| Massa volúmica, ρ [kg/m ³] | 1,169 | 1,159 | 1,149 | 1,142 |
| Calor específico, c_p [J/(kg·K)] | 935,6 | 939,4 | 943,5 | 946,8 |
| Viscosidade dinâmica (x10 ⁻⁶), μ [Pa.s] | 17,334 | 17,417 | 17,47 | 17,507 |
| Condutibilidade térmica (x10 ⁻³), k [W/(m·K)] | 24,689 | 24,862 | 24,978 | 25,058 |

Conhecendo agora as propriedades da mistura de gases na gama de temperaturas mencionada, será possível calcular a perda de calor que ocorrer no escoamento pelas tubagens até à unidade de armazenamento de calor.

3.3.2 Determinação da perda de calor do escoamento pelas condutas

i) Determinação da perda de calor no escoamento vertical através da conduta concêntrica

O escoamento de gases na conduta interior concêntrica é uma mistura binária composta por uma fase não condensável, os gases secos, e uma fase condensável - o vapor de água, encontrando-se esta à temperatura de saturação, uma vez que a sua pressão parcial corresponde à pressão de saturação, à temperatura de 35,5°C. Desta forma, para quantificar a perda de calor para o tubo exterior ter-se-á de ter em conta a física do mecanismo da condensação. A presença dos gases não condensáveis prejudica a transferência de calor durante a condensação nas mais diversas geometrias de condensadores. Durante a condensação, o líquido é efetivamente impermeável às espécies químicas não condensáveis, pelo que estas se acumulam próximas da interface líquido/vapor. Ocorre assim um equilíbrio entre a convecção da parte não condensável em direção à superfície e com a difusão de gás não condensável da interface. O equilíbrio entre convecção e difusão resulta numa concentração com distribuição logarítmica perto da interface [61].

Fisicamente, a condensação é melhor descrita pela resistência do filme condensando e pela resistência da mistura de gás não condensável com o vapor colocada em série. Define-se um coeficiente de transferência de calor baseado na diferença de temperatura entre a interface e a

temperatura de saturação do gás da mistura. Além disso, é estipulada uma resistência de condução para a condensação, que varia entre zero, para concentrações de gás muito elevadas e infinito, para concentrações de gás nulas. Quando esta é combinada com a contribuição da transferência de calor sensível, para um escoamento totalmente desenvolvido, obtêm-se boas correlações [61].

A vantagem da formulação da condutibilidade térmica da condensação corresponde à simplificação do sistema de resistências, uma vez que como o coeficiente de transferência de calor é definido tendo por base temperaturas, este pode ser combinado em paralelo com o coeficiente de transferência de calor da parte sensível do gás e em série com os restantes coeficiente de transferência de calor dos diversos constituintes [61], para determinar a resistência total à transferência de calor.

Na Figura 27 é possível visualizar os perfis da fração molar de gás e da temperatura na superfície vertical, onde a massa molecular do gás é superior à massa molecular do vapor de água, o que também se verifica nos gases da caldeira de condensação. O gás não condensável acumula-se na interface líquido-vapor, reduzindo a temperatura de saturação na interface abaixo da temperatura de saturação da mistura de gás. A diferença entre a temperatura da interface e a temperatura do escoamento do ar de admissão controla o fluxo térmico que atravessa a parede.

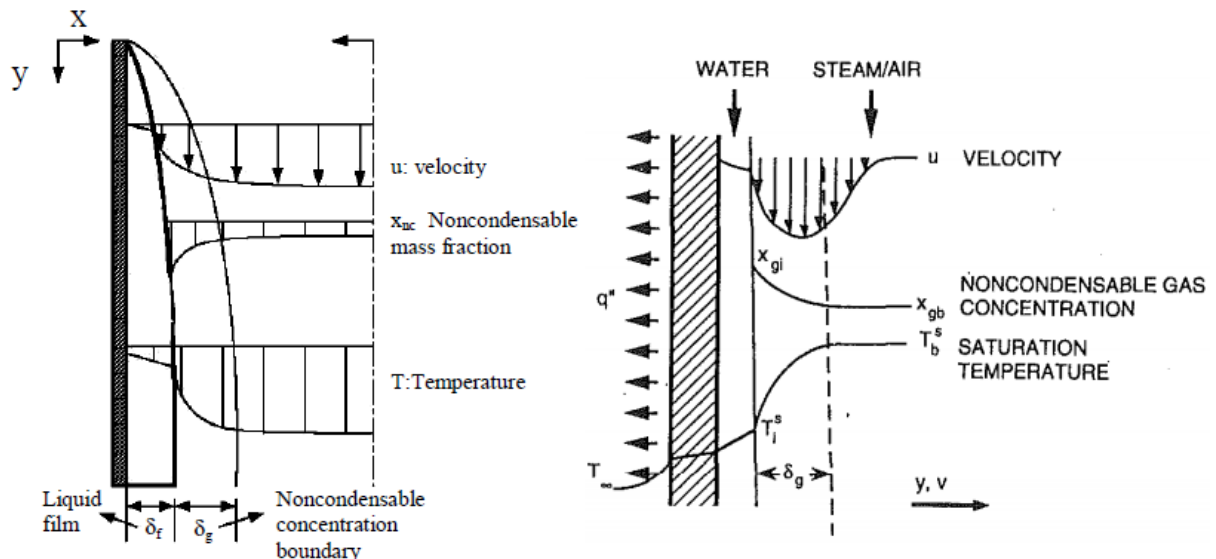


Figura 27 - Esquemas representativos da formação do filme líquido na parede e da interface entre os condensados e a mistura de gases não condensáveis [61, 62].

A formulação matemática para este problema encontra-se no Anexo D. O esquema dos fenómenos de transferência de calor que ocorrem na tubagem concêntrica vertical encontram-se representados na Figura 28.

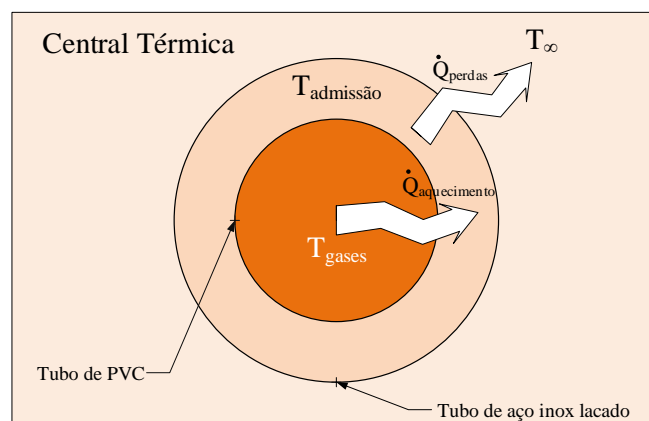


Figura 28 - Esquema dos processos de transferência de calor no tubo concêntrico e envolvente.

Para o problema em questão, é conhecido o ganho sensível do ar de admissão, \dot{Q}_s , que resulta da diferença entre a potência térmica fornecida pelos gases quentes, $\dot{Q}_{aquecimento}$, e as perdas térmicas para o ar exterior que se encontra mais frio, \dot{Q}_{perdas} , conforme a equação 7.

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_{aquecimento} - \dot{Q}_{perdas} \quad (7)$$

A equação 7 pode ser transposta para um rácio entre a diferença de temperaturas e um somatório de resistências térmicas, resultando na equação 8,

$$\dot{Q}_s = \left(\frac{\Delta T}{\sum R} \right)_{aquecimento} - \left(\frac{\Delta T}{\sum R} \right)_{perdas} \quad (8)$$

O esquema de resistências para o problema em estudo encontra-se representado na Figura 29 e na Figura 30, tendo por base o esquema utilizado na referência [62], adaptado posteriormente ao problema em causa. Partindo da direita para a esquerda, dos gases quentes para a temperatura da interface, T_i , existe transferência de calor por convecção, a que corresponde a resistência respectiva à parte sensível dos gases não condensáveis, R_{conv} , havendo também transferência de massa por convecção, isto porque se forma uma camada limite nas proximidades dos condensados devido à presença dos gases não condensáveis, a que corresponde a resistência de condensação, R_{cond} , para ter em consideração a fase de gás uma vez que os componentes são obrigados a difundir-se através do gás. R_{filme} corresponde à resistência do filme de condensado que se forma por contacto com a parede mais fria. A resistência da parede, R_{parede} é obtida através da lei de Fourier aplicada a sistemas radiais. A última resistência, R_{conc} , é respectiva à conduta de admissão de ar, que como sendo concêntrica, utiliza uma correlação diferente da utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor dos gases não condensáveis, inerente à parte sensível.

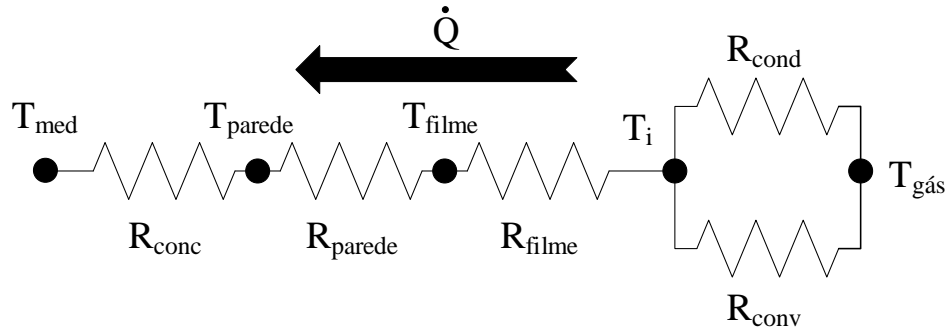


Figura 29 - Esquema de resistências térmicas no sentido gases quentes-ar de admissão.

Os esquemas de resistências tiveram de ser divididos devido à formulação do problema, como se pode ver na Figura 28. A segunda parte corresponde às perdas do ar de admissão para o exterior, devido ao facto do ar ambiente se encontrar a uma temperatura inferior à temperatura média da admissão. A resistência, R_{conc} , é respectiva à conduta de admissão de ar concêntrica, como já se viu anteriormente, R_{parede} é inerente à tubagem de aço inoxidável, lacado a branco e R_{CN} é devida à convecção natural que ocorre no exterior da tubagem de aço inoxidável.

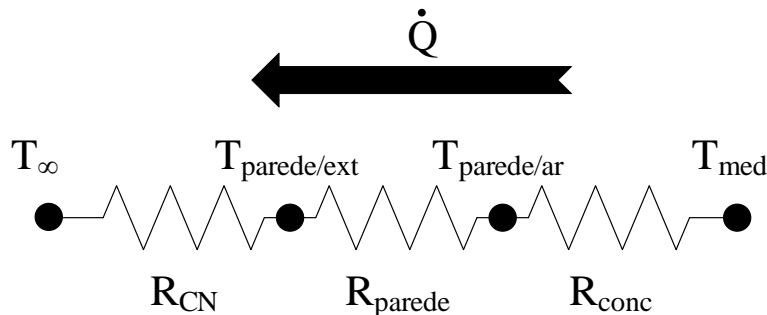


Figura 30 - Esquema de resistências térmicas no sentido ar de admissão-ambiente exterior.

Nos pontos abaixo explicitam-se as simplificações e considerações tomadas:

1. Coeficiente de difusão, D_{ab} : os valores tabelados para esta propriedade disponíveis são geralmente para compostos bem definidos, como por exemplo ar-água. Como tal considerou-se que a mistura de gases da combustão se aproximava ao ar;
2. Temperaturas das superfícies da conduta, $T_{parede}/(\dots)$: considerou-se que esta se encontrava à temperatura média entre o escoamento dos gases da caldeira e a temperatura média do escoamento de ar de admissão;
3. Temperatura da interface, T_i^s : considerou-se esta temperatura como a média entre a temperatura do gás quente e a temperatura média da parede, obtida no ponto 2;
4. Fração molar do gás na interface, x_{gi} : devido à dificuldade em conhecer as propriedades na interface, utilizou-se a temperatura da interface T_i^s para cálculo da pressão de saturação do vapor de água para seguidamente se obter a pressão parcial e desta forma obteve-se a concentração molar do vapor de água na interface, o que permitirá obter a composição de gás na interface;
5. Temperatura de referência, T_0 : considerou-se que esta era igual a 25°C conforme a referência [63];
6. Área de transferência de calor, A : o cálculo das resistências térmicas de convecção implica o produto do coeficiente de transferência de calor com a área respetiva. Considerou-se, para as áreas associadas à parte da condensação em filme e na interface, uma área de transferência de calor igual à área da superfície interna da tubagem de PVC;
7. O cálculo da carga sensível transferida ao ar é feito a partir da temperatura da entrada do ar de admissão, da temperatura à entrada da caldeira e da medição de pressão dinâmica à entrada da caldeira e supôs-se que a origem desta carga é unicamente devida aos gases quentes e vapor condensado. A carga térmica é conhecida permitindo relaxar as iterações que seriam necessárias para chegar ao valor da temperatura dos gases à saída do tubo vertical;
8. A convecção natural no lado do tubo exterior, para os valores de temperatura interior e à entrada e saída da conduta de admissão medidos, implicava perdas térmicas por parte do ar de admissão, porém não há uma regularidade no sentido do fluxo térmico, ou seja, há dias em que a temperatura interior é inferior à temperatura de admissão do ar, como considerado no problema, mas também haverá dias em que o oposto se poderá verificar, especialmente nos dias mais frios de inverno;
9. Devido à baixa concentração de monóxido de carbono nos gases, desprezou-se a sua existência no cálculo da viscosidade dinâmica e condutibilidade térmica dos gases de combustão, de forma a poupar tempo de cálculo;
10. As medições de velocidade e temperatura de admissão foram efetuadas nas tomadas de medição, que se encontram no início da tubagem, enquanto a medição da temperatura dos gases à saída da caldeira foi efetuada numa posição inferior, por causa do acesso. Para o cálculo da transferência de calor, considerou-se que as medições foram efetuadas à mesma cota e por consequência, que os valores obtidos eram referentes à mesma posição;
11. Devido à natureza da tubagem concêntrica, existem obstáculos na tubagem de admissão necessários para suportar a estrutura interior (a tubagem dos gases), nomeadamente ligações rígidas, que afetam os fenómenos de transferência de calor e não foram tidas em conta. Além disso existem também um joelho que foi desprezado para simplificação dos cálculos.

O esquema da Figura 31 permite uma melhor compreensão da distribuição das temperaturas considerada na conduta vertical.

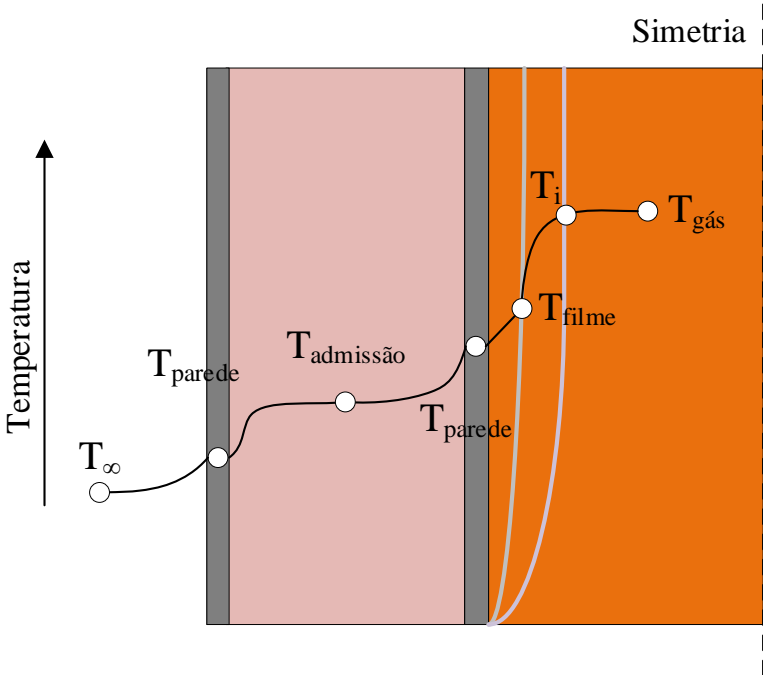


Figura 31 - Distribuição das temperaturas nas diversas zonas da conduta vertical.

Após a aplicação das simplificações supramencionadas, procedeu-se ao cálculo numérico e os resultados obtidos encontram-se na Tabela 21.

Tabela 21 - Valores das propriedades principais referentes ao cálculo de cada uma das resistênciasTabela 22 - Valores finais obtidos para a conduta vertical

| $T_{entrada}$ [°C] | R_{total} [K/W] | $R_{total\ de\ perdas}$ [K/W] | $\dot{Q}_{aquecimento}$ [W] | \dot{Q}_{perdas} [W] | $T_{saída}$ [°C] |
|--------------------|-------------------|-------------------------------|-----------------------------|------------------------|------------------|
| 35,5 | 0,064 | 0,307 | 164,0 | 2,17 | 31,2 |

Como se pode constatar pela Tabela 21, devido às baixas perdas para a envolvente, não existe vantagem em isolar a conduta de aço inoxidável. Por outro lado, se fosse possível isolar a conduta dos gases, as perdas térmicas seriam menores, porém isso afetaria o funcionamento da caldeira, nomeadamente a sua eficiência. Por esta razão, não foi aplicada nenhuma solução de redução de perdas térmicas na conduta vertical.

ii) **Determinação da perda de calor no escoamento horizontal até à unidade de armazenamento**

O tubo horizontal que levará os gases a passar na unidade de armazenamento não existe e será dimensionada em conjunto com a unidade pelo que há mais liberdade na parte da conceção. O comprimento da tubagem será aproximadamente 5,425 metros. Para simplificar os cálculos da perda de calor, supor-se-á que não ocorre condensação e que a perda de calor é totalmente sensível. O procedimento de cálculo para condensação do vapor presente nos gases foi analisado, porém a complexidade dos cálculos não justifica a baixa perda de calor do escoamento, uma vez que há possibilidade de colocar isolamento térmico em torno da conduta. O isolamento térmico escolhido foi a coquilha de borracha, pois este material é aplicado no isolamento térmico de diversas condutas presentes no edifício EcoTermoLab. A espessura escolhida foi de 15,0 mm, uma vez que os resultados obtidos evidenciaram uma menor perda de calor [64]. As propriedades da coquilha de borracha encontram-se na Tabela 23.

A temperatura do meio é de 21,1°C, medida no local, conforme já apresentado.

Tabela 23 - Propriedades da coquilha de borracha a aplicar na tubagem de PVC [64]

| Coquilha de borracha AF-2 | | | | | |
|------------------------------|--------------------------------|--|------------|----------------------|-------------|
| Espessura do isolamento [mm] | Condutibilidade térmica [W/mK] | Gama de temperaturas de funcionamento [°C] | Referência | Quantidade [m/caixa] | Preço [€/m] |
| 15,0 | 0,033 | [-50;110] | AF-2-110 | 16 | 19,76 |

O cálculo da perda de calor foi efetuado através do *software EES* [57]. Neste *software*, existem funções internas que aplicam correlações adequadas para o cálculo dos valores dos coeficientes de transferência de calor. No anexo D encontra-se descrito o processo de cálculo para cada uma das resistências térmicas do esquema da Figura 32.

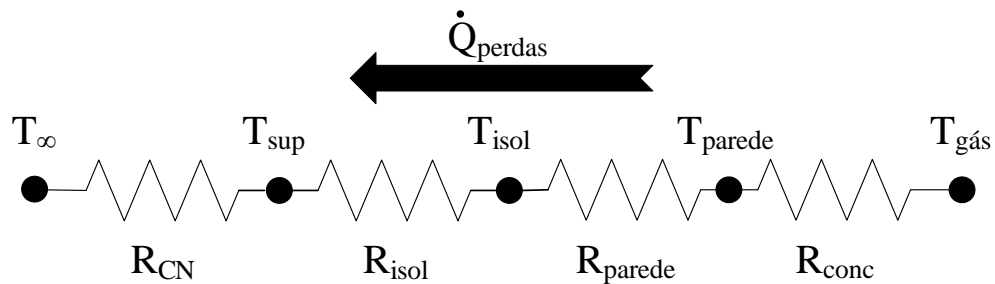


Figura 32 - Esquema de resistências térmicas da tubagem horizontal.

No esquema de resistências da Figura 32, R_{CN} é a resistência térmica inerente à convecção natural no exterior, R_{isol} é a resistência térmica do isolamento da tubagem, T_{∞} é a temperatura ambiente, $T_{isol/aru}$ a temperatura da superfície do isolamento e T_{isol} é a temperatura entre a tubagem e o isolamento. O esquema da Figura 33 permite uma melhor compreensão da distribuição das temperaturas considerada na conduta horizontal.

Os resultados obtidos encontram-se especificados na Tabela 24.

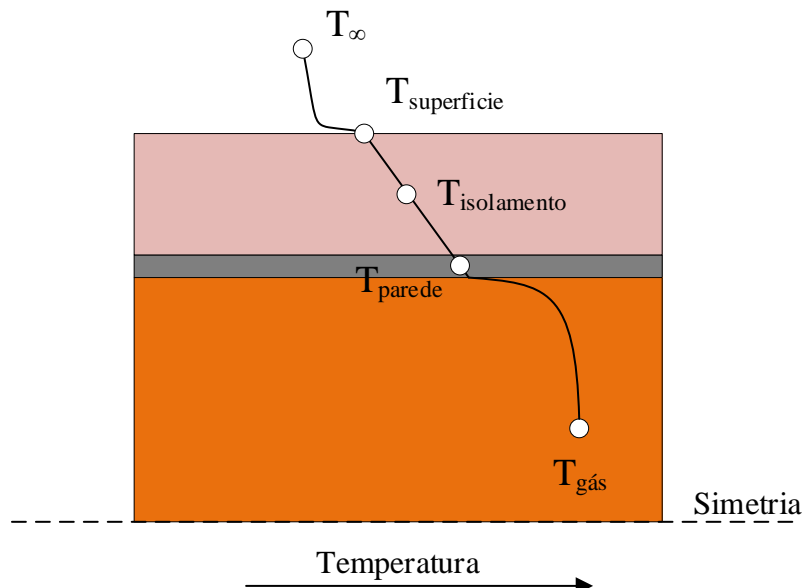


Figura 33 - Distribuição das temperaturas nas diversas zonas da conduta horizontal.

Tabela 24 - Valores finais obtidos para a conduta horizontal

| $T_{entrada}$ [°C] | R_{total} [K/W] | \dot{Q}_{perdas} [W] | $T_{saída}$ [°C] |
|--------------------|-------------------|------------------------|------------------|
| 31,2 | 0,307 | 32,53 | 31,0 |

Da Tabela 24 verifica-se que existe uma perda de $0,2^{\circ}\text{C}$ ao longo deste trajeto. Assim a temperatura de entrada na unidade de armazenamento corresponde a 31°C . A partir dos resultados obtidos, especificamente a temperatura à saída da conduta horizontal, será possível proceder à análise da unidade de armazenamento de energia

4 Unidade de armazenamento de energia

A unidade de armazenamento é alvo de dimensionamento neste estudo. O local da sua instalação será na sala de formação E4, na parede que liga ao edifício adjacente, com 4,65 metros de comprimento e 2 metros de altura, desde o friso existente na parede, que são as limitações de espaço, sendo essa a única parede cuja instalação é possível devido a limitações da envolvente (paredes de gesso).

Para caracterizar o desenvolvimento da unidade de armazenamento, primeiramente é necessário seleccionar o material (PCM) de armazenamento, escolher a geometria do recipiente e o material constituinte e seleccionar o material de suporte e isolante da unidade. Na Figura 34 encontra-se o fluxograma que sintetiza os diversos passos no dimensionamento da unidade TES.

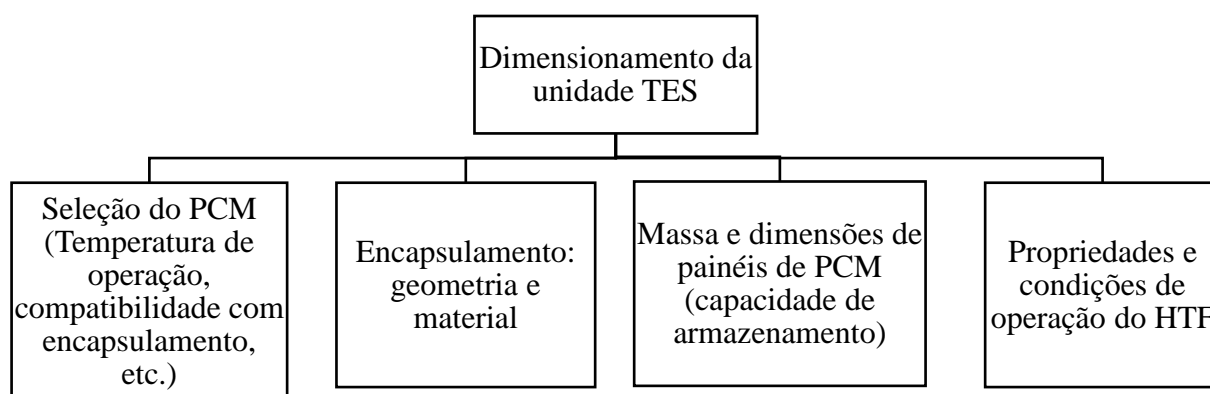


Figura 34 - Diversas etapas no dimensionamento da unidade TES.

4.1 Seleção do PCM

Na seleção do PCM, deve-se ter em conta os requisitos físicos, técnicos e económicos, listados no Capítulo 2. Na Tabela 25 encontram-se sumarizados os diversos requerimentos e os benefícios caso sejam cumpridos. O primeiro passo para determinar o potencial PCM consiste na identificação da temperatura de serviço. Para climatização de espaços interiores, o RECS (Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços) [5] e o ANSI/ASHRAE Standard 55-2017 [65] estipulam que a gama de temperaturas deve estar compreendida entre 20°C e 25°C, inclusive.

Tabela 25 - Requerimentos para a seleção dos materiais para aplicar em sistemas TES [26]

| | Requerimentos | Especificações |
|---------|--|--|
| Físicos | Temperatura de mudança de fase adequada | Assegurar que o armazenamento e a disponibilização se dão a uma temperatura específica |
| | Elevada entalpia de mudança de fase | Permitir o máximo armazenamento de energia da unidade |
| | Composição inalterada após vários ciclos | Aumento da vida útil da unidade com consequente armazenamento de energia regular |
| | | |

| | Requerimentos | Especificações |
|------------|-----------------------------------|--|
| Técnicos | Baixo subarrefecimento | Permitir que a mudança de fase se dê ao atingir as temperaturas específicas do PCM. |
| | Condutibilidade térmica elevada | Permitir armazenar e disponibilizar a energia armazenada num período de tempo curto |
| | Elevada densidade energética | Eficiência do armazenamento por unidade de volume |
| | Baixa pressão de vapor | Reduzir os requisitos de estabilidade mecânica e estanquicidade do encapsulamento de PCM |
| | Baixa variação volumétrica | Reduzir os requisitos de estabilidade mecânica e tamanho do encapsulamento de PCM |
| | Estabilidade química | Aumentar a vida útil do PCM se este for exposto a temperaturas elevadas e substâncias químicas |
| | Compatibilidade e inércia química | Assegurar a vida útil do PCM quando este está em contacto com o material do encapsulamento |
| Económicos | Exigências de segurança | Pode haver restrições quanto ao uso de materiais não-tóxicos e não-inflamáveis |
| | Baixo custo | Competitividade com outras opções de armazenamento térmico |
| | Boa reciclabilidade | Por razões ambientais e económicas |

Os diversos PCMs com mudança de fase neste intervalo de temperaturas são os ácidos gordos, as parafinas, os ésteres, os PEG, (Polietilenoglicol), e os álcoois. O PEG apresenta um elevado grau de sobrefusão, pelo que é posto de parte uma vez que a temperatura dos gases não é suficientemente elevada para ultrapassar esse grau de sobrefusão [9]. O álcool 1-Dodecanol, uma possibilidade dentro da gama de temperatura, é um PCM combustível, que se decompõe na presença de materiais oxidantes, provoca irritação no contacto com pele e olhos, tosse e dores de garganta se inalado [66] e por isso é posto de parte. Dos restantes três grupos, os ésteres são mais dispendiosos, apresentando uma entalpia de mudança de fase inferior. Os ácidos gordos apresentam a desvantagem de serem substâncias odorantes. Assim, as parafinas são o material que apresenta as melhores características. Apresentam uma boa densidade de armazenamento energética, fundindo e solidificando congruentemente não apresentando subarrefecimento. Quanto ao contacto com o encapsulamento, a pressão de vapor das parafinas não é significativa, a expansão volumétrica embora seja considerável, é menos crítica pois as forças provocadas pela expansão são inferiores devido à sua natureza. São insolúveis em água devido à sua natureza hidrofóbica. Não reagem com grande parte dos reagentes químicos, que como o nome indica, parafina significa pouca afinidade. A temperaturas elevadas, as ligações químicas das parafinas podem quebrar-se o que leva à evaporação das cadeias mais pequenas. A compatibilidade com materiais metálicos é muito boa, ao invés dos materiais poliméricos, como se mencionou em 2.3.5. Para o intervalo de temperaturas recomendadas, a parafina técnica RT25 da Rubitherm [67] apresenta uma mudança de fase num intervalo de temperatura geralmente entre 22°C e 26°C, isto devido ao facto de o RT25 ser uma mistura de diversos compostos. As propriedades termofísicas da parafina RT25 encontram-se na Tabela 26. Em termos de segurança, a parafina RT25 apresenta a indicação de perigo H304, ou seja, pode ser mortal por ingestão e penetração nas vias respiratórias [27, 68].

Tabela 26 - Propriedades da parafina técnica RT25 [67, 69].

| PCM | RT25 |
|--|--------|
| Temperatura de mudança de fase [°C] | 22-26 |
| Massa volúmica (sólido) [kg/m ³] | 880 |
| Massa volúmica (líquido) [kg/m ³] | 760 |
| Calor latente de fusão [kJ/kg] | 148 |
| Calor específico (sólido) [J/kg.K] | 2000 |
| Condutibilidade térmica (ambas as fases) [W/m.K] | 0,2 |
| Expansão volumétrica [%] | 14 |
| Viscosidade dinâmica [Pa.s] | 0,0072 |

| PCM | RT25 |
|--|------|
| Ponto de fulgor [°C] | 143 |
| Temperatura máxima de funcionamento [°C] | 55 |

4.2 Seleção da geometria e material de encapsulamento

A seleção do recipiente relaciona-se com a sua aplicação prática, como as condições de fronteira, do contacto com o tipo de material e o espaço disponível para instalação. Geralmente, devido às baixas condutibilidades térmicas dos PCMs, como é o caso da parafina selecionada, é escolhido um macroencapsulamento metálico para melhorar a transferência de calor. Os metais mais utilizados são o alumínio, aço inoxidável e o cobre. Embora o cobre apresente a maior condutibilidade térmica, praticamente o dobro da condutibilidade térmica do alumínio, a massa volúmica do cobre é três vezes superior, o que adiciona um excesso de massa que nem sempre é comportável [70, 71]. Na Tabela 27 encontram-se valores típicos das propriedades de cada um destes três materiais.

Tabela 27 - Valores típicos de propriedades termofísicas dos três metais mais comuns para construção de recipientes [70, 72]

| Propriedade | Cobre | Alumínio | Aço inoxidável |
|-------------------------------------|-------------|-------------|----------------|
| Massa volúmica [kg/m ³] | 8978 | 2719 | 8030 |
| Calor específico [J/(kg·K)] | 381 | 871 | 502,5 |
| Condutibilidade térmica [W/(m·K)] | 387,6 | 202,4 | 16,27 |
| Preço [€/kg] | 4,47 a 5,33 | 1,70 a 1,79 | 2,07 a 2,49 |

A baixa massa volúmica, resistência à corrosão, boa condutibilidade térmica e um custo mais baixo fazem do alumínio o material de eleição para aumentar a transferência de calor. Além disso, processos de ligação como soldadura e brasagem podem ser facilmente conseguidos com o alumínio [71].

Quanto à geometria, na Figura 12, foram apresentadas algumas configurações, e em 2.4.3 também se referiu o encapsulamento. Os recipientes retangulares são largamente utilizados não só por serem facilmente fabricados, mas também devido à sua capacidade elevada de armazenar PCM, que pode chegar até 90% do volume total. A configuração retangular em placas é escolhida devido às seguintes vantagens: uniformidade da espessura de PCM, que implica uma uniformidade no processo de mudança de fase, quer na fusão quer na solidificação, apresentando simetria; a transferência de calor para os PCMs pode ser controlada a partir da variação da espessura do recipiente; elevado rácio área/volume, baixa queda de pressão do escoamento do HTF e facilidade de transporte, instalação e manutenção [26, 69].

Quanto ao material da estrutura isolante, as principais características são baixa condutibilidade térmica para evitar perdas de calor para o exterior, baixa massa volúmica para não acrescentar massa desnecessária ao equipamento e boas propriedades mecânicas, uma vez que a estrutura será o suporte das placas de PCM. Um material que apresenta todas estas propriedades é o polipropileno expandido, EPP, uma espuma granular de célula fechada, que para além das propriedades supramencionadas apresenta também boa inércia química, sem se deteriorar em contacto com a água, boa resistência à rotura sob tensão ambiental, ESC, quando em contacto com substâncias alifáticas (como as parafinas) e é 100% reciclável [73, 74]. O EPP pode ser fabricado numa vasta gama de massas volúmicas, desde 20 g/l até 200 g/l [75]. O EPP poroso é composto por grânulos cilíndricos de polipropileno que nos seus interstícios possuem ar, beneficiando a insulação acústica e reduzindo a massa do material [73]. Elementos como permutadores de calor, motores e mecanismos de controle, são encapsulados em corpos de EPP para aumentar o isolamento térmico. As propriedades do EPP encontram-se na Tabela 28.

Tabela 28 - Propriedades do EPP Arpro [75]

| Propriedade | Massa volúmica [kg/m ³] | | | | | | | | | | | |
|----------------------------------|-------------------------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 | 200 |
| Módulo de Elasticidade [MPa] | 1,4 | 2,5 | 3,7 | 5,1 | 6,7 | 10,3 | 14,3 | 18,5 | 23,1 | 28,2 | 33,9 | 40,6 |
| Resistência à compressão [kPa] | | | | | | | | | | | | |
| 25% deformação | 80 | 150 | 210 | 275 | 340 | 500 | 700 | 900 | 1150 | 1400 | 1700 | 2000 |
| 50% deformação | 150 | 220 | 300 | 370 | 475 | 700 | 960 | 1300 | 1600 | 2000 | 2500 | 3000 |
| Condutibilidade Térmica [mW/m·K] | 35 | 35 | 36 | 37 | 39 | 44 | 47 | 51 | 54 | 58 | 61 | 65 |
| Tensão de limite elástico [kPa] | 300 | 430 | 550 | 650 | 760 | 950 | 1130 | 1300 | 1480 | 1650 | 1800 | 1950 |
| Extensão após rotura [%] | 22 | 21 | 19 | 18 | 17 | 15 | 13 | 12 | 11 | 9 | 8,5 | 7,5 |
| Velocidade de combustão [mm/min] | 115 | 80 | 60 | 50 | 40 | 30 | 25 | 20 | 17 | 15 | 13 | 12 |

4.3 Caracterização do HTF

Conhecendo-se a composição dos gases, que permitiu inferir as suas propriedades termofísicas, e o caudal de gases na conduta de escape, bem como a sua temperatura à entrada da unidade de armazenamento, é possível estimar a quantidade de calor que pode ser aproveitada caso os gases quentes trocassem calor com o material de mudança de fase à temperatura ou intervalo de temperatura de mudança de fase. Como a parafina técnica RT25 apresenta um intervalo de mudança de temperatura, considerou-se a temperatura média de mudança de fase. Todavia, esta consideração anterior implica que todo o calor proveniente dos gases da combustão poderia ser aproveitado, o que não se verifica devido ao comprimento finito das placas de PCM. É neste pressuposto que a aplicação posterior de técnicas de melhoria de transferência de calor atuará, com o objetivo de armazenar o máximo de energia possível. O primeiro passo consiste em calcular a energia disponível nos gases, latente e sensível, para o aproveitamento. A equação 9 traduz a quantidade de energia que pode ser aproveitada a partir dos gases,

$$\dot{Q}_t = \dot{m}'_g \cdot c_{p,g} \cdot (T_{ent} - \bar{T}_{PC}) + \dot{m}_v \cdot \Delta H \quad (9)$$

em que o primeiro termo é inerente à componente sensível e o segundo componente é inerente à componente latente, do vapor de água na mistura de gases secos, \dot{m}'_g é o caudal mássico de gases após a perda por condensação no escoamento pelas condutas, T_{ent} é a temperatura de entrada dos gases no equipamento de armazenamento, que é igual à temperatura de saída da conduta horizontal, cujo valor já é conhecido, \bar{T}_{PC} é a temperatura média de mudança de fase, \dot{m}_v é o caudal mássico de vapor de água nos gases e ΔH é a entalpia de vaporização da água.

Antes de se proceder à quantificação dos valores das propriedades supramencionadas, é necessário ter em conta as funcionalidades do programa *Ansys Fluent* [76], nomeadamente a componente da evaporação. A evaporação pode ser simulada pelo *Ansys Fluent* [76], porém é um cálculo que envolve um conhecimento prévio e a utilização de constantes bem definidas. Além disso, é necessário dividir as duas fases, os gases e o vapor de água para que o *software* processe a condensação. Como se trata de uma mistura homogénea, esta divisão de volumes torna-se difícil de efetuar e além disso os resultados obtidos seriam discutíveis face à suposição de divisão de fases. Desta forma, somente a parte sensível do calor dos gases pode ser simulada pelo que será necessário contornar este obstáculo. Uma possível solução consiste em substituir o calor específico dos gases secos por um calor específico ponderado que inclua a parte latente. Como a componente latente tem um maior peso no calor que pode ser armazenado, desprezar esta componente levaria a resultados muito insatisfatórios.

Retomando a equação 9 e após o respetivo cálculo, o valor da potência térmica disponível para aproveitamento encontra-se na Tabela 29. Através da Tabela 29, é possível constatar que o rácio entre o calor latente aproveitado e o calor sensível, Q_l/Q_s , é de três vezes e meia, o que evidencia a grande contribuição desta componente.

Tabela 29 - Propriedades e resultados obtidos da potência térmica possível de aproveitar através da unidade de armazenamento

| Propriedade | \dot{m}'_g [g/s] | C_p [J/kgK] | $T_{saída}$ [°C] | \bar{T}_{PC} [°C] | Q_s [W] | \dot{m}_v [g/s] | ΔH [kJ/kg] | Q_l [W] | Q_t [W] |
|-------------|--------------------|---------------|------------------|---------------------|-----------|-------------------|--------------------|-----------|-----------|
| | 18,68 | 928 | 31,0 | 24,0 | 121,33 | 0,17 | 2435,5 | 424,87 | 546,20 |

Para se ter em consideração a condensação que ocorre durante a transferência de calor dos gases de combustão para as placas de alumínio que contêm o PCM, o calor específico dos gases tem de ser modificado para que o software *Ansys Fluent* [76] tenha em consideração toda a transferência de energia que ocorre na realidade. O processo de cálculo desta propriedade baseou-se no cálculo da potência térmica de cada parcela, sensível e latente, tendo por base a equação 9, para uma diferença de temperatura de um grau. A partir do valor da potência térmica total, a soma das duas, dividiu-se pelo caudal mássico e pela diferença de temperaturas, que é unitária, conforme a equação 10,

$$c_{p,mod}(T) = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}'_g \cdot [T - (T - 1)]}, \quad \dot{Q} = \dot{m}'_g \cdot c_{p,g} \cdot [T - (T - 1)] + \dot{m}_v \cdot \Delta H \quad (10)$$

em que $c_{p,mod}(T)$ é o calor específico modificado para a temperatura T , isto é, o calor modificado à temperatura $T=31^\circ\text{C}$ é obtido através da potência térmica total, caso a temperatura arrefecesse um grau Celsius. Já o caudal de vapor que condensa, \dot{m}_v , este é calculado através da equação 11,

$$\dot{m}_v = \Delta z \cdot \dot{m}'_g, \quad \Delta z \text{ entre } T \text{ e } T - 1 \quad (11)$$

onde Δz_i é a variação da fração mássica de água no seio dos gases, entre a temperatura T e $T-1$. Tendo por base este procedimento, calculou-se os valores esta propriedade para a gama de temperaturas entre 31°C e 24°C . Os resultados obtidos encontram-se representados no gráfico da Figura 35 e os valores encontram-se na Tabela 30.

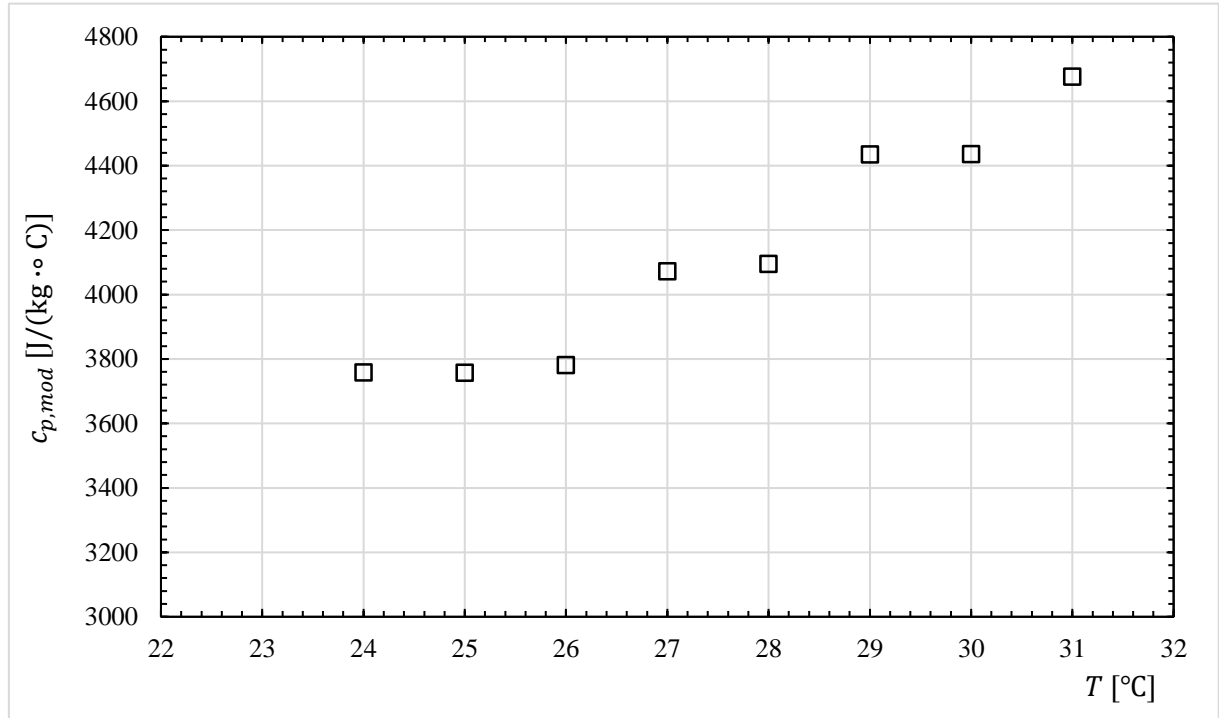


Figura 35 - Variação do calor específico modificado do ar com a temperatura na gama de funcionamento.

Tabela 30 - Valores do calor específico modificado para cada temperatura, na gama de funcionamento

| T[°C] | 31 | 30 | 29 | 28 | 27 | 26 | 25 | 24 |
|-------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| $c_{p,mod}$ [J/(kg·°C)] | 4676,44 | 4435,30 | 4434,86 | 4095,08 | 4072,06 | 3780,71 | 3757,32 | 3758,32 |

4.4 Dimensionamento dos painéis de PCM

Conhecido o valor do calor total que pode ser aproveitado, o próximo passo consiste em retomar as necessidades térmicas da sala de formação e calcular, para um dia de funcionamento, qual a fração temporal necessária para carregar uma massa de PCM com o objetivo de, após o armazenamento, este calor armazenado é autossuficiente para satisfazer as necessidades da sala. Na Tabela 31 encontra-se este procedimento. A potência de aquecimento e as necessidades de energia da sala já eram conhecidas. A energia armazenada corresponde à energia que pode ser armazenada com o contínuo funcionamento da caldeira (*Potência aproveitável* \times *tempo de funcionamento da caldeira*). É possível constatar que às 16:00h, o calor total aproveitado dos gases e armazenado é suficiente para climatizar a sala durante o restante tempo de utilização da sala de formação, onde as necessidades térmicas são de 6036 kJ e 6113 kJ, num total de 12149 kJ, quando 13764 kJ podem ser aproveitados dos gases de exaustão. A massa necessária para armazenar as necessidades de energia de 12149 kJ, respetivas ao funcionamento entre as 16:00h e as 18:00h é de 82 kg, valor este obtido através do rácio das necessidades de energia pela entalpia de mudança de fase da parafina RT25 [67], que se encontra na Tabela 26.

Tabela 31 - Massa de PCM necessária para armazenar as necessidades de energia por cada hora e energia teórica armazenada pelos PCMs com o funcionamento contínuo da caldeira

| Dia | 21 de dezembro | | | | | | | | | |
|-----------------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------------|-------------|-------------|
| Hora | 9:00 | 10:00 | 11:00 | 12:00 | 13:00 | 14:00 | 15:00 | 16:00 | 17:00 | 18:00 |
| Potência de aquecimento [W] | 2319 | 3207 | 2622 | 2170 | 979 | 0 | 2094 | 1650 | 1677 | 1698 |
| Necessidade de energia [kJ] | 8350 | 11546 | 9440 | 7811 | 3523 | 0 | 7538 | 5939 | 6036 | 6113 |
| Energia armazenada [kJ] | 1966 | 3933 | 5899 | 7865 | 9832 | | 11798 | 13764 | | |

A partir da massa volúmica da parafina técnica RT25, na sua fase volumétrica maior, isto é, quando a sua massa volúmica é inferior e por consequência o volume que ocupa é maior, é possível calcular o volume total de armazenamento, através do rácio da massa de PCM sobre a massa volúmica na fase líquida do mesmo. O volume de armazenamento corresponde a 0,108 m³. O próximo passo consiste em dividir este volume, escolhendo o número de placas a utilizar e as dimensões das mesmas. Os principais pontos a ter em conta no dimensionamento das placas de PCM são a espessura, a altura e comprimento dos painéis e o espaço entre painéis. A influência destas variáveis foi analisada detalhadamente na referência [77] pelo que o dimensionamento será nela baseado.

i) Efeito da espessura dos painéis

Quanto mais espessa a placa, mais tempo demora a fundir e menor será a transferência de calor no momento inicial de fusão. A temperatura à saída é afetada pela espessura da placa, no sentido que esta é maior quanto maior for a espessura da placa. Placas finas carregam mais rápido resultando num aumento mais rápido da temperatura à saída, uma vez que o período de fusão se encontra praticamente finalizado.

ii) Efeito do espaço entre painéis

O efeito do espaço entre placas é semelhante ao efeito da espessura. Quanto maior for o espaço, menos é a transferência de calor no período inicial e maior é o tempo carregamento. Isto deve-

se ao facto de que maiores espaços levam a regiões de entrada térmicas maiores o que implica uma taxa de transferência de calor mais baixa na secção de entrada.

iii) Efeito das dimensões das placas

O efeito das duas outras dimensões, nomeadamente comprimentos e largura, não é significativo, desde que a massa de PCM se mantenha a mesma. A variação do comprimento ou largura não afeta a taxa de transferência de calor ou os tempos de carregamento/descarregamento do PCM. Isto deve-se ao facto de o fator principal para a transferência de calor entre o HTF e o PCM ser o número de Nusselt que depende essencialmente do espaço entre placas, do caudal mássico e das propriedades do HTF e não da forma dos painéis de PCM.

Para dimensionar o equipamento foi criado um ficheiro *Excel*, que tendo por base os valores de volume de PCM e a velocidade média do escoamento permitiram analisar os primeiros valores das incógnitas a determinar, nomeadamente o número de painéis, o número de placas por painel e o comprimento, largura e espessura dos painéis. O número de painéis a utilizar analisado foi entre três e quatro, porém quanto maior for o número de painéis maior será a área da secção, que provocava um desaceleramento do escoamento, que prejudica a transferência de calor dos gases para os PCMs. Como se pretende simular o sistema ao longo da simetria (que se dá na perpendicularmente à largura), a largura foi obtida através do dimensionamento do comprimento e da espessura. A espessura escolhida foi de 0,3 metros, superior às referências [78, 79] uma vez que se pretende aplicar melhorias de transferência de calor e analisar o seu impacto. A utilização de pequenas espessuras não permite essa análise e a utilização de espessuras superiores permitiria uma análise sobre o impacto da espessura com a aplicação das técnicas de melhoria da transferência de calor, porém não é o objetivo deste estudo. Comprimentos de 1,5 metros e 2,0 metros foram analisados. Quanto maior o comprimento, mais massa pode ser disposta na horizontal, diminuindo a secção do equipamento, porém, uma vez que a temperatura dos gases não é muito elevada, quando maior o comprimento menor será a transferência de calor na zona final dos painéis. Por esta razão não se excedeu os 2,0 metros. Para subdividir os painéis, uma vez que com o elevado comprimento, existe uma dificuldade no manuseamento e instalação, estes foram subdivididos em quatro placas iguais, cada uma com 0,5 m.

Na Tabela 32 encontram-se sumarizadas as diversas variáveis a ter em conta no dimensionamento da unidade TES.

Tabela 32 - Número de placas e dimensões respetivas consideradas para a unidade de armazenamento

| Nº. painéis | Nº. de placas/painel | Comprimento por painel (<i>l</i>) [m] | Largura (<i>w</i>) [m] | Espessura (<i>e</i>) [m] |
|-------------|----------------------|--|--------------------------|----------------------------|
| 3 | 4 | 2,0 | 0,6 | 0,03 |

Na Figura 36 encontra-se representada uma subdivisão de um painel e as respetivas dimensões. Seguidamente é necessário dimensionar os espaços entre placas, a espessura do recipiente de alumínio e os espaços entre a placa e estrutura isolante de EPP. Novamente, o principal constrangimento é a área de abertura. As dimensões escolhidas foram inferiores às recomendadas nas referências [69, 78, 79], devido aos valores muito baixos da velocidade no equipamento caso se utilizassem os recomendados. Os valores obtidos encontram-se na Tabela 33 e na Figura 37 encontra-se o esquema da secção cotada. Como se pode constatar pela Tabela 33, a nova área de secção é quase catorze vezes superior, pelo que a velocidade média vai diminuir o mesmo número de vezes. A velocidade média na conduta circular era de 1,735 m/s, que após expansão toma um valor aproximadamente igual a 0,127 m/s, valor este pequeno, equiparável ao ar calmo ambiente.

Tabela 33 - Dimensões do espaçamento entre as placas e características da secção da conduta da unidade

| $L_{\text{entrepareda}}$ [m] | $L_{\text{entrepainel}}$ [m] | t_{al} [m] | $A_{\text{secção}}$ [m] | $A_{\text{interstício}}$ [m] | V_{entrada} [m/s] | $V_{\text{entrepainel}}$ [m/s] | $A_{\text{entrada}}/A_{\text{tubo}}$ |
|------------------------------|------------------------------|---------------------|-------------------------|------------------------------|----------------------------|--------------------------------|--------------------------------------|
| 0,02 | 0,03 | 0,004 | 0,13 | 0,061 | 0,127 | 0,271 | 13,68 |

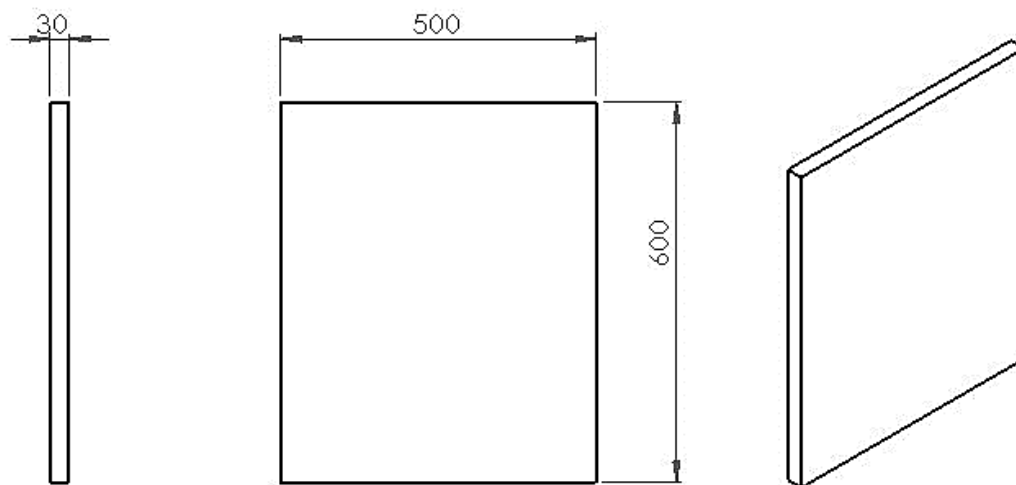


Figura 36 - Representação das placas de PCM e as suas dimensões

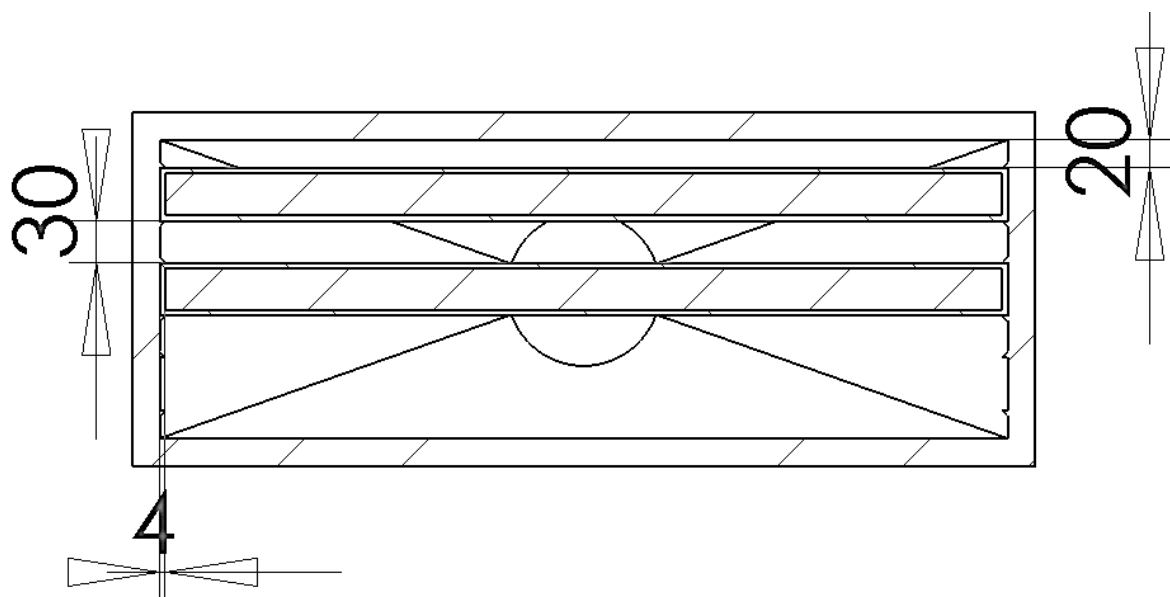


Figura 37 - Secção de corte da conduta da unidade de armazenamento, representada com duas placas de PCM e as dimensões do espaçamento

Para concluir, na Figura 38 encontram-se as vistas detalhadas da unidade total, incluindo a vista com o detalhe do relevo onde as placas vão entrar, juntamente com as cotas de atravancamento.

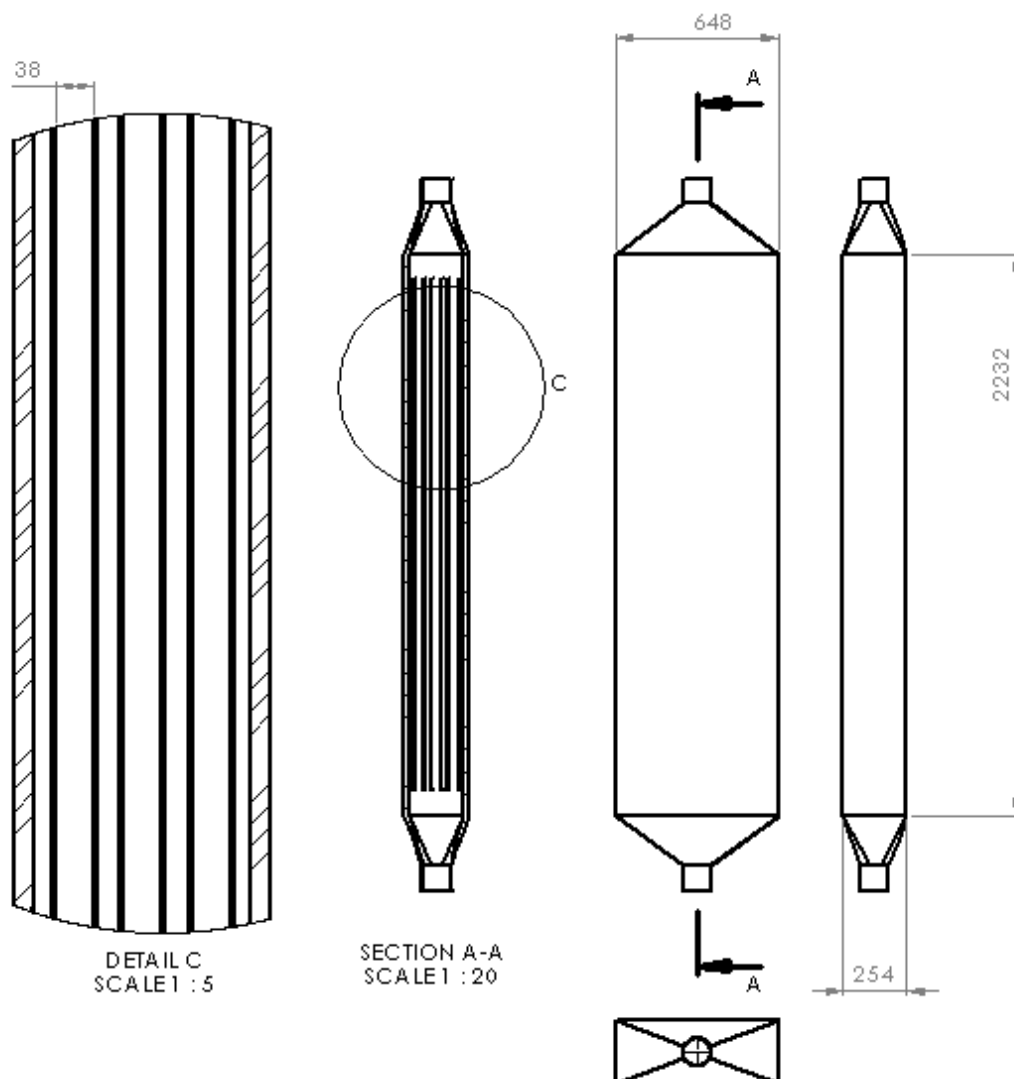


Figura 38 - Esquema e cotas de atravancamento da conduta/unidade de armazenamento projetada.

4.5 Modelação numérica e suposições/hipóteses

No processo de mudança de fase, existe uma fronteira de separação entre o material no estado líquido e o material no estado sólido. Esta fronteira movimenta-se no espaço, com o tempo, estando dependente da velocidade com que o calor latente é absorvido ou libertado na fronteira. O problema da fronteira móvel é complexo devido à sua natureza não linear. Este problema já era conhecido devido ao estudo da espessura do gelo e por isso é conhecido pelo problema de Stefan [80, 81]. O problema de Stefan pode ser resolvido analiticamente e numericamente. Existem algumas soluções analíticas, como a solução de Neumann, mas geralmente a solução numérica é a mais utilizada. Os métodos numéricos têm em conta variações das propriedades termofísicas como o calor específico e as temperaturas de mudança de fase, que se encontram sempre ligadas ao problema e caso fosse efetuada analiticamente, levaria a um investimento de tempo elevado. Assim, estes métodos podem estar matematicamente ligados à capacidade de armazenamento de energia através do calor específico, entalpia de mudança de fase e da temperatura. Estas variáveis podem ser determinadas por várias técnicas como, calorimetria diferencial de varrimento (DSC) e análise térmica diferencial (DTA). Através destas técnicas é possível compreender qual dos métodos numéricos é mais adequado para a aplicação em questão. A importância da escolha do método numérico estará diretamente ligada à forma dos resultados apresentados. A dinâmica de fluidos computacional (CFD), mais concretamente o *software Ansys Fluent* [76], é uma ferramenta poderosa de simulação para ultrapassar

problemas não lineares onde a transferência de massa, transferência de calor e momento estão simultaneamente presentes pelo que a sua utilização na simulação do comportamento térmico dos PCMs permitirá ultrapassar a complexidade analítica.

O *Fluent* [76] apresenta um modelo de Solidificação e Fusão, baseado no método da entalpia, com o objetivo de ser utilizado nos problemas em que estes processos físicos ocorrem. O método da capacidade térmica efetiva é a outra hipótese que pode ser utilizada para a resolução do processo de mudança de fase e além disso pode ser aplicado no *Fluent* [76], através da caracterização do material, estipulando uma relação entre o calor específico e a temperatura, sendo esta obtida pelos métodos calorimétricos acima mencionados. Outro ponto importante, é que a relação entre o calor específico e a temperatura, obtida através da análise por DSC deve ser efetuada de acordo com a taxa de aquecimento ou arrefecimento para cada aplicação [69]. Este processo encontra-se descrito mais detalhadamente no Anexo E.

Os resultados numéricos obtidos com este método apresentam semelhança aos resultados experimentais obtidos em [82] durante todo o processo. Ao contrário do método das entalpias, o método do calor específico efetivo demonstra uma progressão suave da parte sensível para a parte latente, e a regressão $c_p - T$ medida por DSC descreve a mudança de fase para uma gama de temperaturas que está de acordo com a mudança de fase da mistura. Ao método das entalpias está associada uma regra da alavanca, que assume uma relação linear entre a entalpia e a temperatura, traduzida por um patamar à temperatura de mudança de fase, característico de materiais puros, que afeta os resultados obtidos, uma vez que na realidade, a parafina técnica RT25 é uma mistura de compostos alifáticos e a sua mudança de fase dá-se num intervalo de temperaturas e por isso este método tem uma percentagem de erro maior, entre 5,7 % para a fase de descarregamento e 4,9 % para a fase de carregamento. O erro máximo obtido pelo uso do método do calor específico efetivo foi de 2,6% para a fase de descarregamento e 1,4% para a fase de carregamento [82], e por conseguinte, este método foi o escolhido para simular o problema da mudança de fase, no *Fluent* [76].

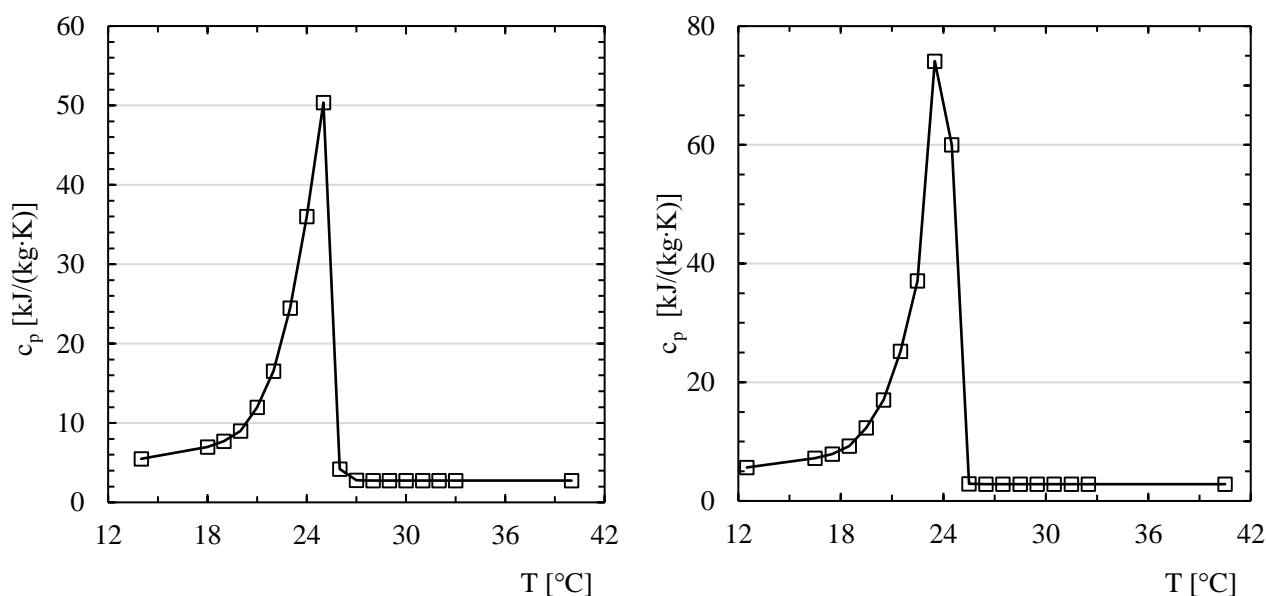


Figura 39 - Variação do calor específico para uma taxa de transferência de calor de $0,2^{\circ}\text{C}/\text{min}$ a) arrefecimento b) aquecimento, da parafina RT25 [69].

Para análise CFD através do *Fluent* [76], foram assumidas as seguintes premissas:

- Os gases que escoam na conduta/unidade de armazenamento são considerados incompressíveis, uma vez que lhes foi atribuído uma massa volúmica constante;

- O escoamento na conduta/unidade de armazenamento é considerado transitório à entrada, com um número de Reynolds de 3100, e entre os painéis, onde o número de Reynolds é 3130;
- Quando o PCM de cada painel se encontra a 25°C, considera-se que este se encontra totalmente líquido, isto é, que terminou a mudança de fase e o carregamento está completo;
- A temperatura à entrada da unidade é considerada constante e igual a 31°C, conforme calculado pela perda de calor na tubagem horizontal;
- Foi considerado o efeito da gravidade;
- A massa volúmica do PCM em ambas as fases foi considerada constante, independente da temperatura, como um valor médio entre as duas fases;
- A transferência de calor no PCM por convecção é desprezável quando comparada à transferência de calor por condução. A análise a este ponto encontra-se no Anexo F.

As propriedades do alumínio estão disponíveis no *Fluent* [76], porém as propriedades do EPP, RT25 e dos gases tiveram de ser introduzidas. Para o EPP, a massa volúmica, calor específico e condutibilidade térmica foram retiradas dos catálogos do fornecedor, encontrando-se estes valores na Tabela 28, tendo-se escolhido o EPP com uma massa volúmica de 100 kg/m³ e para parafina RT25 seguiu-se o mesmo processo em que os valores das propriedades utilizados encontram-se na Tabela 26, exceto para os valores de calor específico, que foram retirados das medições efetuadas por DSC, estando estes valores representados na Figura 39, que se introduzirão no *Fluent* [76] e para os gases, estas propriedades foram determinadas analiticamente e encontram-se na Tabela 20. Na Tabela 34 encontram-se sumarizados os valores das propriedades utilizados, incluindo as propriedades do Alumínio que se encontram na *database* do *Fluent* [76].

Tabela 34 - Valores das propriedades termofísicas dos materiais utilizados nas simulações

| Material | Massa volúmica [kg/m ³] | Calor específico [J/(kg·K)] | Condutibilidade térmica [W/(m·K)] | Viscosidade dinâmica [Pa.s] |
|-------------------|--|--------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------|
| Sólido | | | | |
| Alumínio | 2719 | 871 | 202,4 | |
| EPP | 100 | 1000 | 0,047 | |
| PCM RT25 | 820 | Figura 35 | 0,2 | |
| Fluido | | | | |
| Gases da caldeira | 1,2 | Figura 39 | 0,024 | 1,7x10 ⁻⁵ |

5 Simulação do comportamento da unidade

Neste ponto procede-se à simulação numérica do comportamento da unidade/permutador de calor. Na Figura 40 encontra-se o esquema que sumariza os diversos sistemas simulados, sendo identificados por ordem alfabética e por uma cor respetiva, característica de cada caso nos gráficos apresentados.

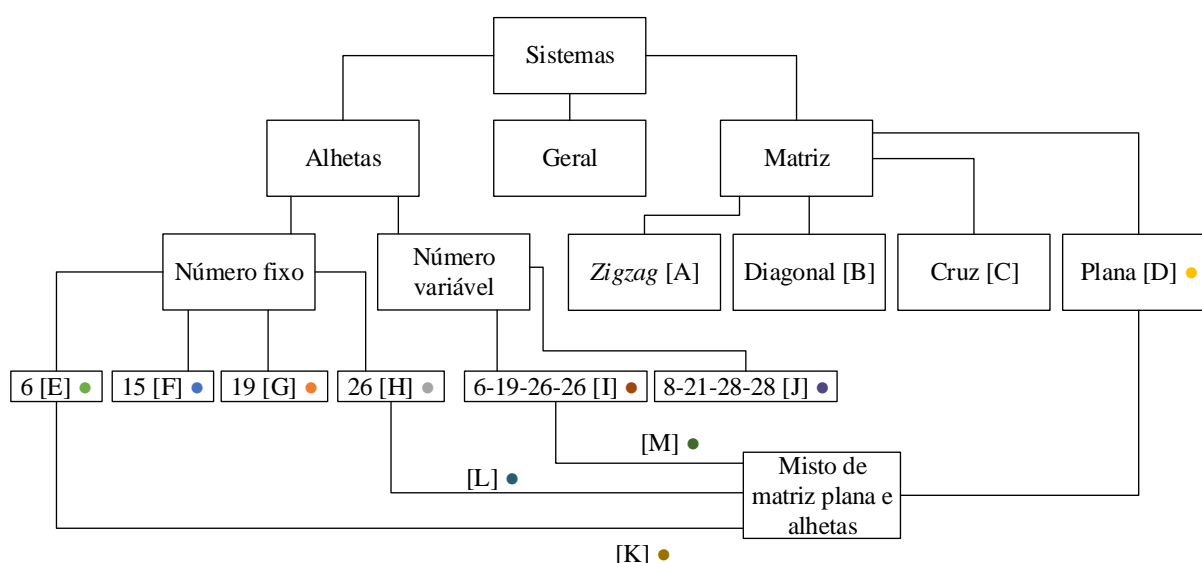


Figura 40 - Diagrama esquemático dos diversos sistemas simulados, nomenclatura utilizada e cor respetiva.

5.1 Simulação do sistema base: geometria

O primeiro passo da simulação consiste em simular o sistema base, sem a aplicação de qualquer melhoria de transferência de calor para efeito de comparação de resultados. Na Figura 41 encontra-se representado o sistema base. Este é composto por três painéis, subdivididos em quatro placas menores separadas por uma interface de alumínio. A espessura de alumínio dos painéis não é modelada uma vez que sendo de alumínio, material de elevada condutibilidade térmica, esta pode ser inserida como uma resistência térmica no *Fluent* [76], permitindo reduzir o número de células e tempo de cálculo do programa. O mesmo se aplica à estrutura do equipamento/conduto, sendo a sua espessura também não modelada. Os gases da caldeira e posteriormente o ar a climatizar a sala passam entre os painéis e estrutura isolante, trocando calor através da sua superfície.

5.1.1 Estudo da convergência e independência da malha

Primeiramente, como em todos os estudos numéricos, o estudo da convergência e independência da malha deve ser realizado. O teste da convergência consiste em verificar se a solução satisfaz as condições de convergência. Para atingir a convergência, os valores dos erros residuais de energia, massa e momento devem ser inferiores a um dado valor [83]. Estes valores são estipulados no *Fluent* [76]. Foram utilizados os valores predefinidos pelo *software*, que

foram de 10^{-3} para momento e massa e 10^{-6} para energia. Na Tabela 35 encontra-se o número de iterações necessário para atingir as condições de convergência.

O teste da independência da malha, que segue ao estudo da convergência, consiste em verificar se solução é independente da resolução utilizada, isto é, se a malha gerada com um determinado do número de células (ou elementos), de forma a utilizar o número mínimo possível sem por em causa a veracidade dos resultados. A malha representa o elemento geométrico repartido por um número de células (ou elementos) finito. Estas células podem ter várias formas, desde triângulos, quadriláteros, hexágono, etc. em que as equações que regem os fenómenos físicos podem ser aplicadas. Em função dos resultados do teste da independência da malha, para futuras simulações pode ser aplicada o mesmo tamanho de malha independente [79, 83]. Na Tabela 35 encontram-se esses resultados para três malhas verificadas.

Conclui-se que a malha número 2 com 9792 células é a mais recomendada uma vez que apresenta um baixo desvio comparativamente à malha 1 e à malha 3, utilizando quatro vezes menos células que a malha 3, o que permitirá poupar tempo de simulação. A malha encontra-se representada na Figura 42. Malhas com um número de células igual ou superior a 9792 apresentaram um menor erro.

Tabela 35 - Diversas malhas testadas para o estudo da convergência. A malha a utilizar encontra-se realçada a negrito

| Nº. de Malha | Nº de células | Nº.de iterações | Temperatura [K] | Temperatura [°C] | Desvio % |
|--------------|---------------|-----------------|-----------------|------------------|----------------|
| 1 | 2448 | 42 | 304,1387 | 30,9887 | - |
| 2 | 9792 | 49 | 304,1453 | 30,9953 | 0,02129 |
| 3 | 39168 | 79 | 304,1476 | 30,9976 | 0,00742 |

5.1.2 Estudo da independência do *timestep*

Como a simulação da geometria é transiente, a escolha de um *timestep*, isto é, o passo temporal, que não influencie os valores obtidos é igualmente importante. Quanto maior for o passo, menor será o tempo de simulação e o esforço computacional, porém maior será a discrepância de valores. A verificação foi efetuada com quatro passos distintos, 0,1s, 1s, 10s e 120s. O resultado obtido da variação da temperatura num ponto pré-definido com as coordenadas (x=0,175; y=0,035), em metros, encontra-se no gráfico da Figura 43. Para melhor se visualizar a variação entre os diversos passos, focou-se o gráfico entre as 13,5 e as 14,0 horas, uma vez que a evolução temperatura versus tempo era mais acentuada, o que permitia avaliar os diferentes valores de temperatura em função do passo utilizado. Pode se concluir que existe uma variação entre os passos maiores, nomeadamente 0,1s e 120s, que se traduz numa diferença relativa máxima de 0,13% às 13,5 horas. A maior diferença relativa (ao longo de toda a simulação, mas não presente na Figura 43) é de 0,19%. As diferenças relativas foram calculadas na escala Celsius. Não existe uma diferença relevante entre os passos 0,1s e 1s, embora já se note um afastamento quando o passo é de 10s.

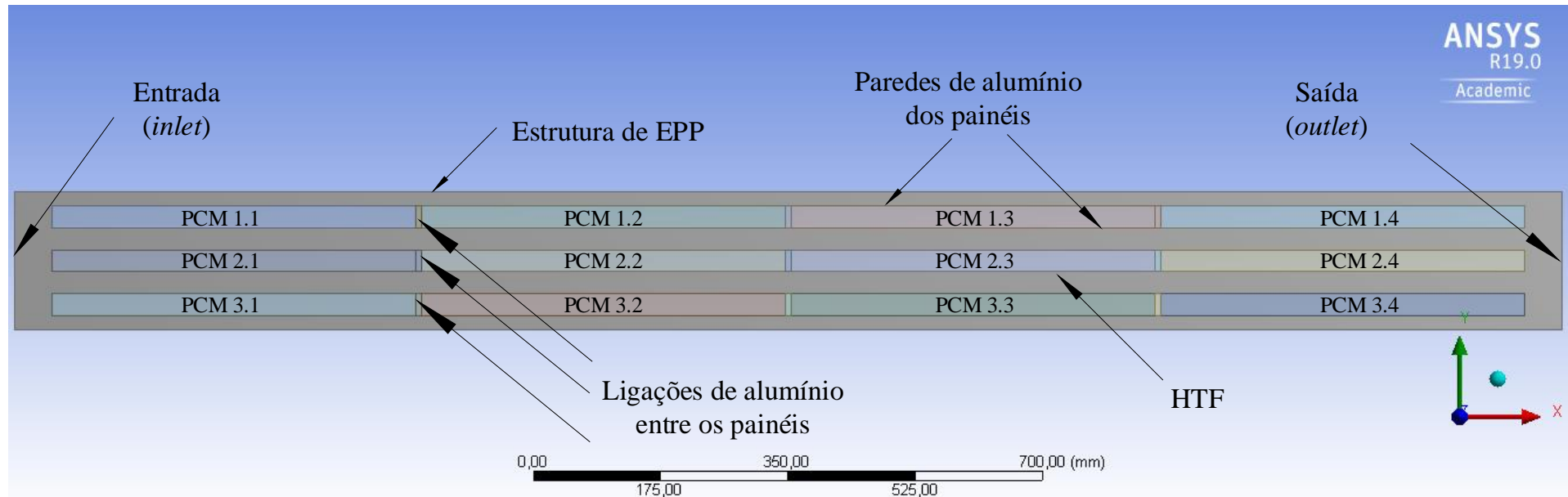


Figura 41 - Condições de fronteira da geometria simulada.

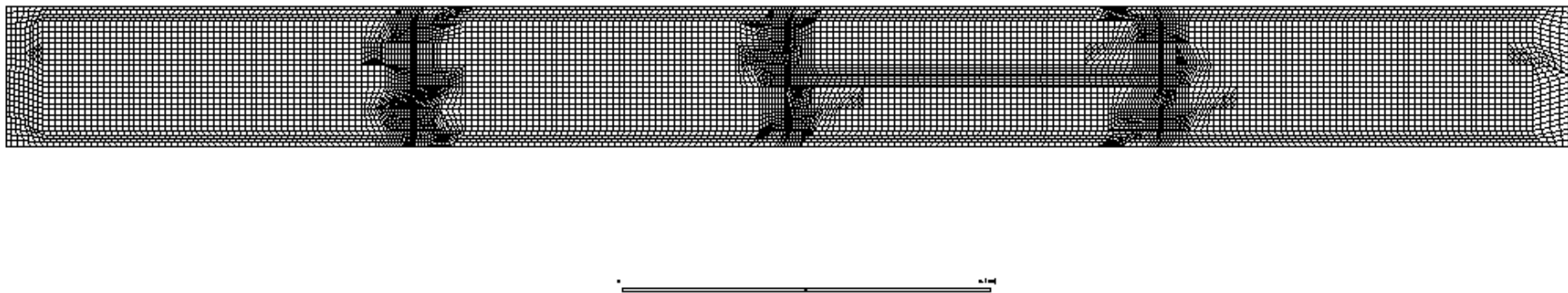


Figura 42 - Representação da malha n°2, após a primeira adaptação.

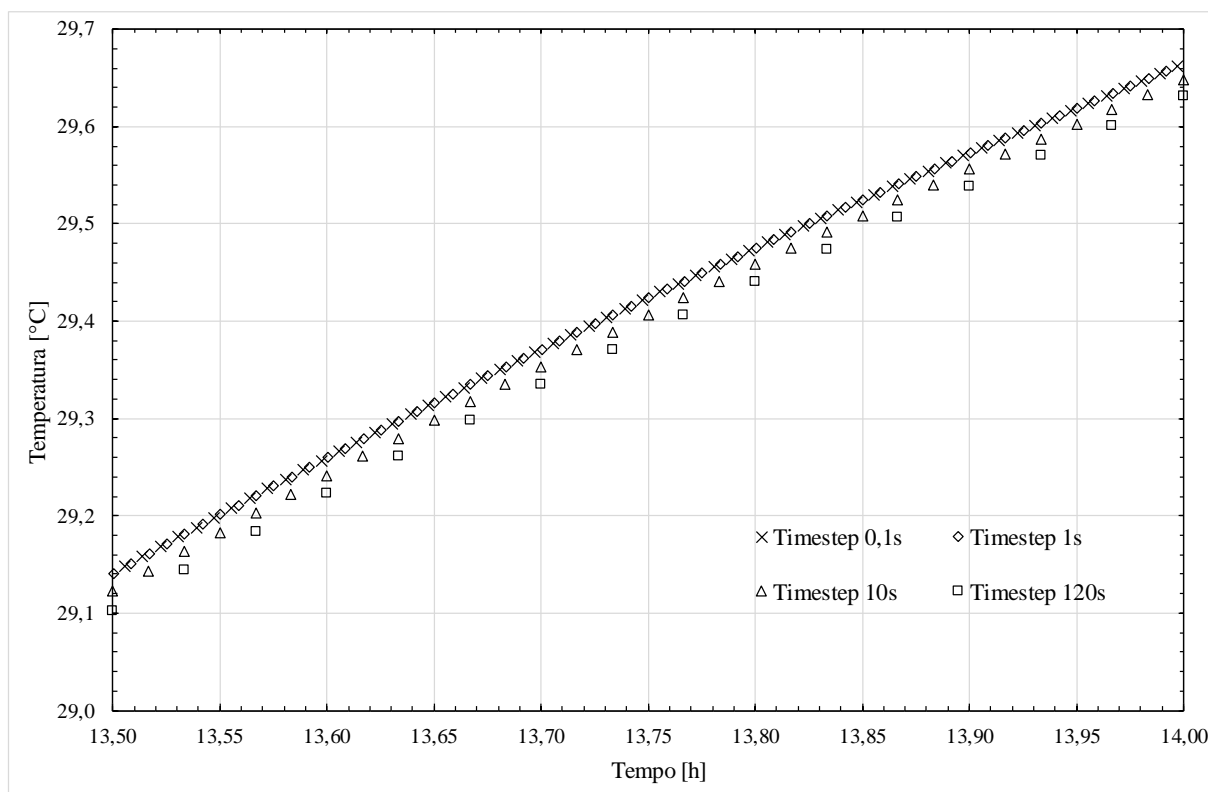


Figura 43 - Variação da temperatura no ponto (x=0,175; y=0,035) metros entre as 13,5 e as 14,0 horas de simulação, para diferentes passos de simulação.

5.1.3 Condições iniciais e de fronteira

As condições de fronteira a que o sistema se encontra submetido encontram-se sumarizadas na Tabela 36. A região da entrada é demarcada pela condição de velocidade do escoamento e da temperatura dos gases da caldeira enquanto a região de saída é demarcada por uma condição de *pressure-outlet* devido à existência de *backflow* no escoamento do HTF à saída da zona entre as últimas placas de PCM, isto é, o escoamento inverte o sentido. Esta condição de fronteira permite atingir a convergência mais rapidamente, nestas condições, do que uma condição de fronteira de *outflow*, isto é, escoamento na saída de conduta [84]. Para a estrutura de suporte, de EPP, foram consideradas perdas por convecção com um coeficiente de transferência de calor semelhante ao obtido na tubagem horizontal, aquando do cálculo das perdas térmicas para a envolvente, no valor de $3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. As paredes de alumínio dos painéis são *coupled*, isto é, o contacto entre corpos adjacentes (os gases da caldeira e os PCM) está unicamente ligado às propriedades termofísicas dos mesmos e do escoamento, e das equações de transferência de calor utilizadas pelo *Fluent* [76]. Neste caso, a espessura das placas é atribuída para o cálculo da resistência térmica. Para as ligações de alumínio entre placas, a espessura não é atribuída pois encontra-se fisicamente indicada na geometria. A temperatura de regime permanente foi considerada de 20°C . Esta temperatura diz respeito ao início de funcionamento do equipamento, instante $t=0\text{s}$, no início do ciclo de carga e no fim do ciclo de descarga. Como tal, ao analisar o instante $t=0\text{s}$, na simulação transiente, considerou-se que toda a unidade se encontrava a 20°C .

Tabela 36 - Condições de fronteira do sistema representado na Figura 41

| Região | Condição de fronteira |
|------------------------|---|
| <i>inlet</i> (entrada) | <i>velocity-inlet</i> : $v=0,127 \text{ m/s}$; $T=304,15 \text{ K}$ (31°C) |
| <i>outlet</i> (saída) | <i>pressure-outlet</i> |
| Estrutura de EPP | convecção: $h=3 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ |
| Paredes de alumínio | <i>coupled</i> : espessura de 4 mm |

| Região | Condição de fronteira |
|---------------------------|--------------------------------------|
| Ligações de alumínio | <i>coupled</i> |
| Totalidade do equipamento | temperatura inicial: 293,15 K (20°C) |

5.1.4 Modelo do escoamento e controlo da solução

O modelo de escoamento utilizado em todos os sistemas foi o *The Langtry-Menter 4-equation Transitional SST Model* [85] baseado no modelo de Langtry-Menter [85], uma vez que é o recomendado para caracterizar o perfil de escoamento dos gases da caldeira em regime de transição, e encontra-se disponível no *Fluent* [76]. O *solver* utilizado para resolver as equações foi o *pressure-based*, com *double precision*, à semelhança de [69]. A opção de utilização de *double precision* é recomendada de forma a evitar possíveis resultados inadequados obtidos através do método *single precision*, conforme indicadas em [86]. O acoplamento pressão-velocidade foi resolvido com o algoritmo SIMPLE, *default* do *Fluent* [76]. Para resolução das equações de pressão, momento, densidade e energia foi utilizado o *second-order upwind discretization scheme*, enquanto para as equações de cinética da turbulência, e intermitência foi utilizado o *first-order upwind discretization scheme*. Estes métodos são os *default* do *Fluent* [76] para a resolução do problema em causa.

O número máximo de iterações utilizado foi de 50, uma vez que as primeiras iterações apresentam maiores resíduos, e como tal um número superior permite auxiliar a uma rápida convergência de resultados [87].

5.1.5 Resultados - Unidade sem técnicas de melhoria de transferência de calor

Nas figuras Figura 44, Figura 45 e Figura 46 encontram-se a evolução da temperatura do PCM em função do tempo, para 2h, 4h e 7h respetivamente. Na Tabela 37 encontram-se as temperaturas médias e mínima dos diversos painéis, sendo as primeiras ponderadas em função da área. A partir dos resultados é visível que os painéis de PCM não se encontram totalmente carregados no tempo pretendido. A zona central das placas é a zona mais fria, devido à dificuldade da transferência de calor pelo PCM, que se dá essencialmente por condução. Nas duas primeiras horas, até aos 22°C, a transferência de calor é atingida quase globalmente pelas duas primeiras colunas de placas, e gradualmente menor pelas colunas 3 e 4 devido ao aquecimento sensível, associado aos menores valores de c_p dos PCMs. Porém, quando se atinge a temperatura de 22°C a 23°C, a evolução é mais lenta, necessitando de mais tempo e mais energia para se elevar a temperatura, isto porque os valores de c_p são muito superiores, atingindo o seu máximo aos 25°C. Analisando a Figura 48 é possível visualizar os contornos de velocidade, principalmente o aumento da velocidade nas zonas entre painéis devido à diminuição da secção de passagem dos gases.

Continuando a simulação, para que os painéis se encontrem totalmente carregados, nesta configuração, seriam necessárias 22,5 horas, o que não satisfaz os requisitos temporais do sistema.

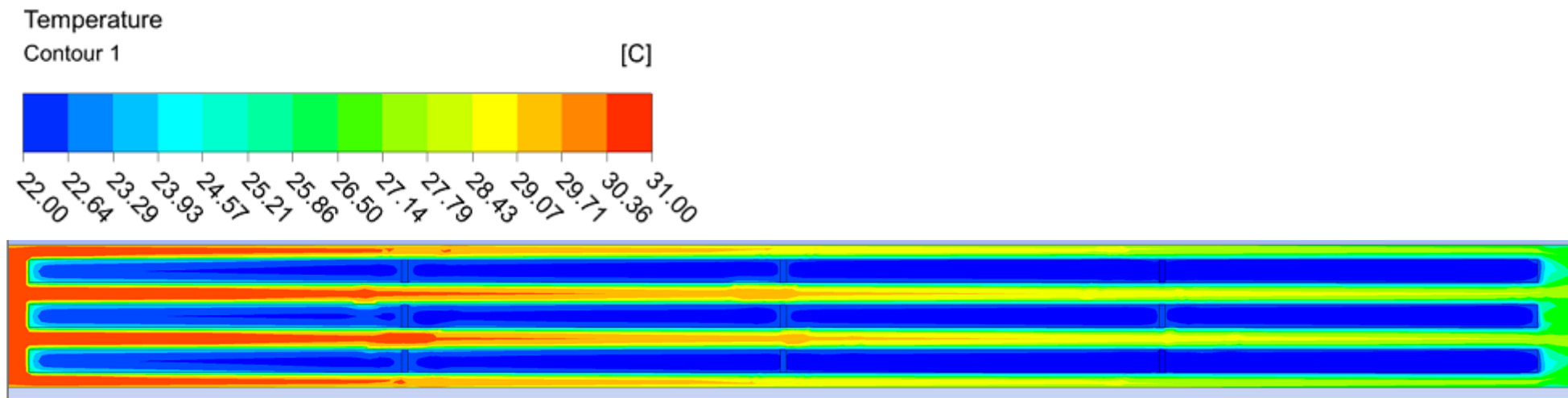


Figura 44 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 2h.

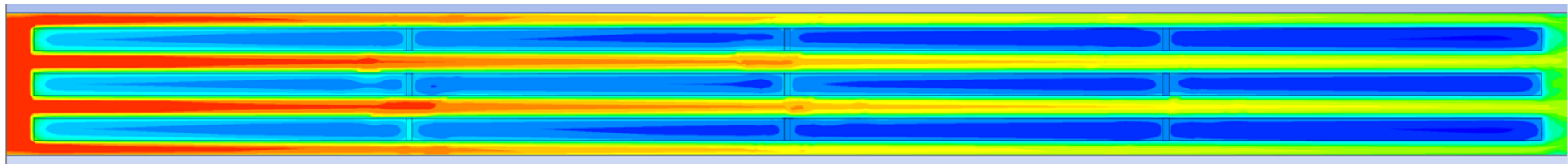


Figura 45 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 4h.

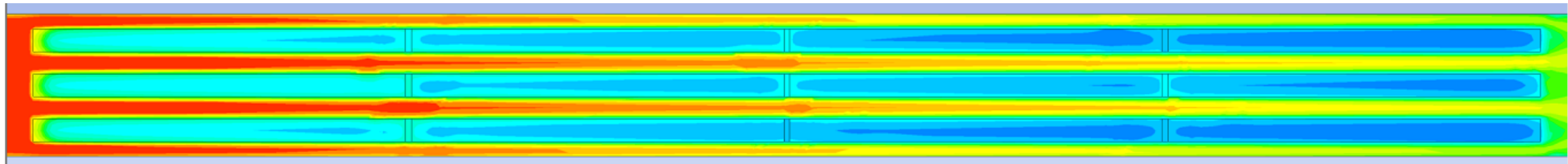


Figura 46 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 7h.

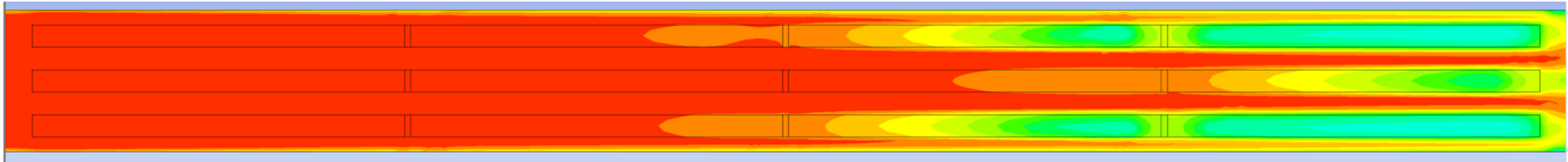


Figura 47 - Contornos de temperatura dos painéis do sistema base após 22,5h.

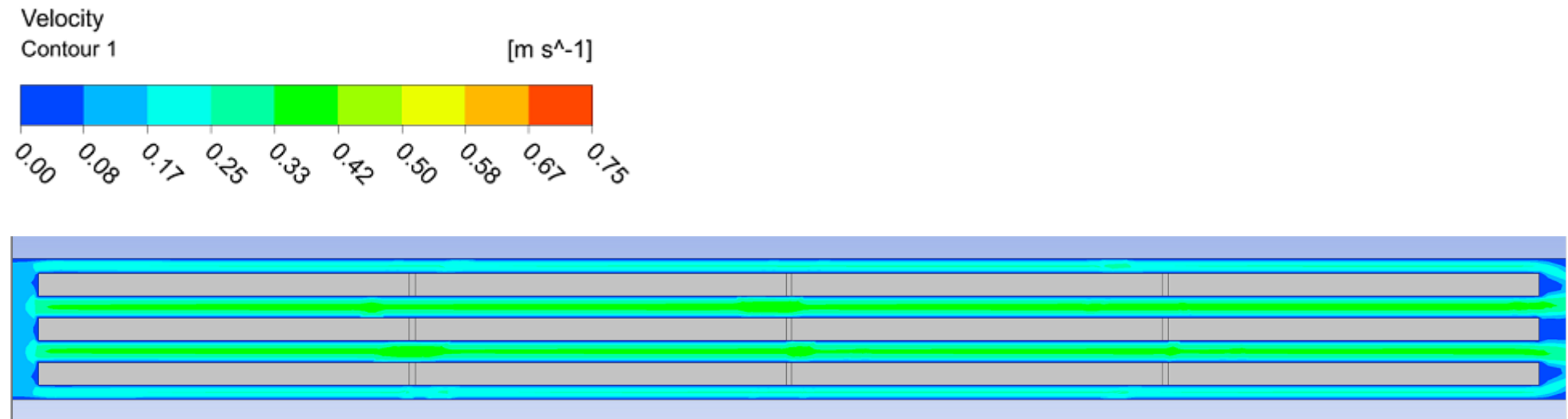


Figura 48 - Contornos de velocidade do sistema geral.

Tabela 37 - Valores médios e máximos de cada uma das placas para a configuração do sistema base após 7h

| Placa | \bar{T} [°C] | T_{min} [°C] | Placa | \bar{T} [°C] | T_{min} [°C] | Placa | \bar{T} [°C] | T_{min} [°C] | Placa | \bar{T} [°C] | T_{min} [°C] |
|-------|----------------|----------------|-------|----------------|----------------|-------|----------------|----------------|-------|----------------|----------------|
| 1.1 | 24,38 | 23,73 | 1.2 | 23,86 | 23,32 | 1.3 | 23,44 | 22,83 | 1.4 | 23,17 | 22,76 |
| 2.1 | 24,51 | 23,94 | 2.2 | 23,95 | 23,43 | 2.3 | 23,73 | 23,26 | 2.4 | 23,48 | 23,05 |
| 3.1 | 24,43 | 23,75 | 3.2 | 23,86 | 23,29 | 3.3 | 23,39 | 22,95 | 3.4 | 23,17 | 22,75 |

As últimas placas são as mais frias, o que era de esperar uma vez que estas trocam calor com os gases arrefecidos devido à passagem nas primeiras placas. Além disso, as placas da última coluna, na linha 1 e 3 demoram mais a fundir do que placa 2, que se encontra entre as duas. Isto deve-se à magnitude da velocidade, que nos canais centrais é superior, conforme se pode constatar pela Figura 48, devido à diminuição da secção de passagem dos gases, entre painéis, como se referiu anteriormente, que causa um aumento de velocidade. A análise do último ponto a fundir incidirá principalmente na placa 1.4, na sua zona superior, que se encontra em contacto com os gases a uma velocidade mais lenta.

Quando os gases atravessam a superfície de alumínio dos painéis, a sua temperatura vai sucessivamente reduzindo ao longo do equipamento, como se pode ver nos contornos da Figura 44, havendo menos energia para transferir para os PCMs nesta direção. Ao final de duas horas, a temperatura média do gás a meio do equipamento já se encontra dois graus inferior à entrada. Ao final de quatro horas, essa zona mais “fria” variou de posição uma placa. Ao final de sete horas não houve grande diferença na temperatura do gás que troca calor com os últimas placas. Por conseguinte, é necessário que as primeiras placas estejam a uma temperatura elevada para que os gases troquem calor com as placas mais distantes com um gradiente de temperatura superior. Além disso, analisando a Tabela 38, que contém as temperaturas médias à saída, no *outlet*, é possível constatar que existem perdas de calor dos gases não aproveitado que por apresentarem uma diferença de temperatura HTF-PCM inferiores a 5°C não permite continuar o carregamento dos painéis. Essas perdas térmicas vão aumentando com o passar do tempo, devido à redução do gradiente de temperatura à entrada do equipamento aliada a uma baixa velocidade, que dificulta a transferência de calor para os PCMs, resultando no desperdício de energia. A potência não recuperável foi calculada com base na equação 9, em que a \bar{T}_{PC} foi substituída pela \bar{T} na saída, corrigindo os valores da condensação.

Tabela 38 - Temperatura média na saída e potência não recuperável para um tempo de simulação de 2, 4, 7 e 21,5 horas

| Tempo de simulação [h] | \bar{T} na saída [°C] | Potência não recuperável [W] |
|------------------------|-------------------------|------------------------------|
| 2 | 25,92 | 132,71 |
| 4 | 27,08 | 212,61 |
| 7 | 27,34 | 237,04 |
| 21,5 | 28,75 | 368,74 |

Após a análise dos resultados, é evidente que a transferência de calor tem de ser melhorada para se cumprir o requisito do carregamento total nas 7h de funcionamento da caldeira.

5.2 Simulação do sistema com técnicas de melhoria

5.2.1 Aplicação de uma matriz interna

Uma hipótese de melhoria da transferência de calor é através do uso de matrizes internas. Foram utilizadas matrizes de alumínio de forma simples para o estudo do impacto de aplicação e porque matrizes mais complexas levam a mais processamento no *Ansys* [76], nomeadamente a construção da geometria, malha e posterior indicação das zonas. Para a construção da malha foi utilizada a função *Proximity*, que resolvia um problema recorrente do aparecimento de *hanging nodes*, que dificultavam o estabelecimento das condições de fronteira no *Fluent* [76], e ao mesmo tempo permitia obter uma malha refinada similar à obtida para o sistema base, não havendo necessidade de adaptar. Um *timestep* de 5 s foi utilizado para todas as simulações para reduzir o tempo computacional, uma vez que o modelo de escoamento *Langtry-Menter 4-equation Transitional SST Model* utiliza quatro equações ao mesmo tempo o que leva a longos tempos de cálculo. Na Tabela 39 encontram-se sumarizadas as diversas matrizes simuladas e na

Tabela 40 encontram-se especificadas as dimensões das mesmas, a fração ocupada na placa, em volume, e o número de células da malha simulada. As dimensões utilizadas foram arbitradas. Foram utilizadas pequenas espessuras para reduzir o espaço ocupado pela matriz, uma vez que a utilização de corpos externos leva a uma redução de massa do PCM nos painéis. O material utilizado para as estruturas foi o alumínio. Na Tabela 41 encontram-se os tempos necessários para o carregamento total de cada caso.

Tabela 39 - Casos simulados e geometrias correspondentes





| Caso | Disposição | |
|------|--------------------------|--|
| A | Central em <i>zigzag</i> |  |
| B | Diagonal |  |
| C | Em cruz |  |
| D | Central plana |  |

Tabela 40 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de matrizes utilizadas

| Caso | Dimensões | Fração ocupada [% vol] | Número de elementos |
|------|--|------------------------|---------------------|
| A | $e=1,41 \text{ mm}$ $l=5 \text{ mm}$ $\theta=90^\circ$ | 6,67 | 92437 |
| B | $e=1,7 \text{ mm}$ | 4,23 | 74718 |
| C | $e=1,7 \text{ mm}$ | 8,37 | 124018 |
| D | $e=1,5 \text{ mm}$ | 5,00 | 74028 |

Tabela 41 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base das geometrias com matrizes

| Caso | Tempo até ao carregamento total [h] | Melhoria em relação ao sistema base [%] |
|------|-------------------------------------|---|
| A, D | 19,75 h | 12,2% |
| B | 21 h | 6,67% |
| C | 20,5 h | 8,89% |

Analisando os resultados, é possível concluir que, ao fim de 7h, a estrutura em *zigzag* e a estrutura central plana apresentaram melhores resultados, seguidos da matriz em cruz e finalmente a matriz diagonal, em comparação ao sistema base. A estrutura em *zigzag* e a estrutura central plana permitem uma distribuição do calor mais uniforme nos PCMs, como se pode ver nas Figura 49 e Figura 52, enquanto a matriz diagonal leva a formação de pequenos núcleos mais frios nas placas centrais, como se pode ver na Figura 50, mas de maior magnitude nas placas superior e inferior, essencialmente nas zonas mais próximas das extremidades em que os gases estão em contacto com o a estrutura isolante de EPP, a uma velocidade inferior e com existência de perdas térmicas para o exterior. Com a matriz em cruz, esses núcleos formam-se junto às ligações de alumínio entre placas, mas sendo de menores dimensões quando comparadas às zonas da matriz diagonal, como se pode ver na Figura 51. Analisando o tempo necessário a carregar a totalidade do PCM, existe uma diferença, em que o caso do *zigzag* e central plana leva menos 2,75 h a carregar do que o sistema base, e menos 1,5 h matriz em cruz e menos 2 h do que a matriz diagonal. Uma explicação deve-se ao facto de a matriz interna, nos casos do *zigzag* e plano, permitir a transferência de calor das primeiras placas, que carregam mais rápido devido à proximidade com o gás mais quente, com as placas mais distantes, que entram em contacto com o gás mais arrefecido. O efeito da aplicação da matriz em *zigzag* e a matriz plana pode ser analisado através da Figura 55 e da Figura 56. Há um efeito de

uniformização oriundo de montante no sentido das placas mais frias. A zona central das primeiras placas, que se encontram mais quentes devido ao contacto com a zona mais quente do escoamento, distribuem o calor para as zonas mais frias interiores das placas adjacentes. Como a estrutura é de alumínio, semelhante às ligações entre placas, existe uma rede de distribuição de calor interna, que foi o fator principal na melhoria dos resultados. Entre a matriz em *zigzag* e a matriz plana, esta última ocupa menos volume, o que é uma vantagem uma vez que os resultados obtidos são similares.

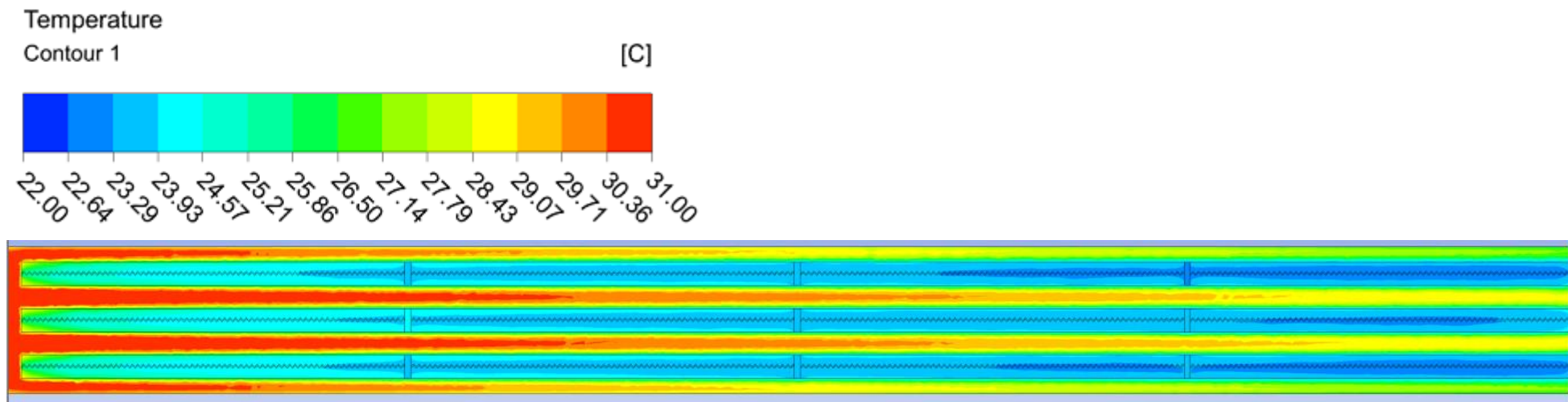


Figura 49 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura *zigzag* após 7h.

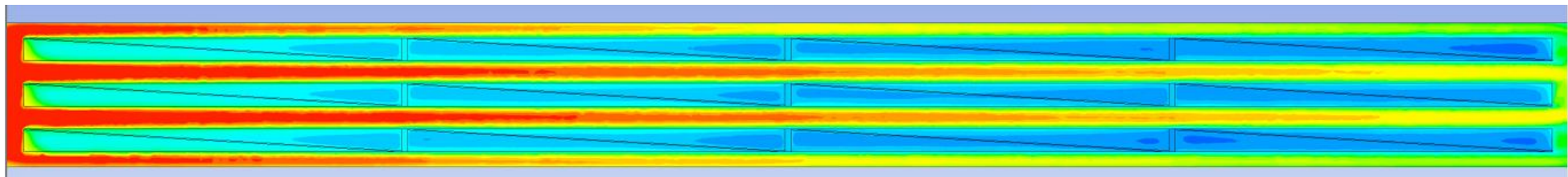


Figura 50 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura diagonal após 7h.

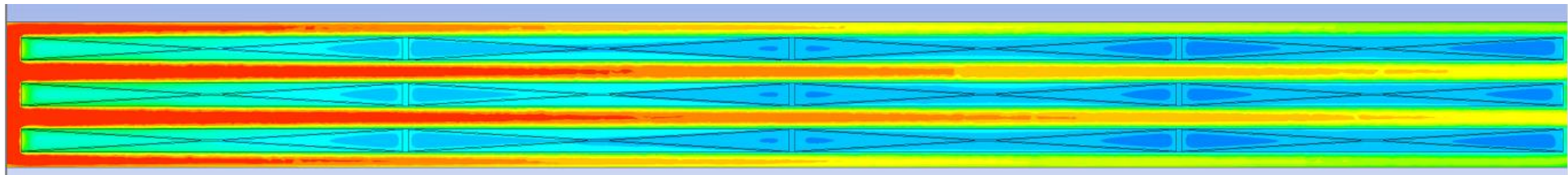


Figura 51 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura em cruz após 7h.

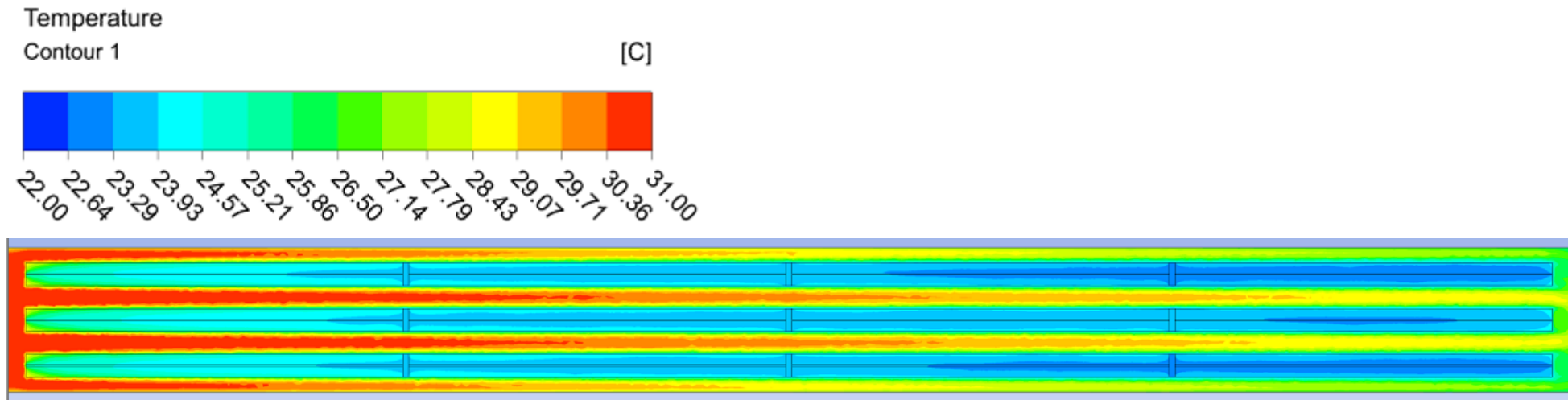


Figura 52- Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura plana central após 7h.

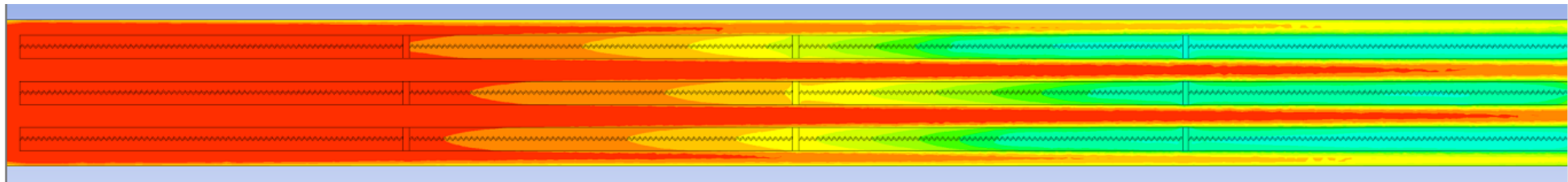


Figura 53 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura *zigzag* após 19,75h.

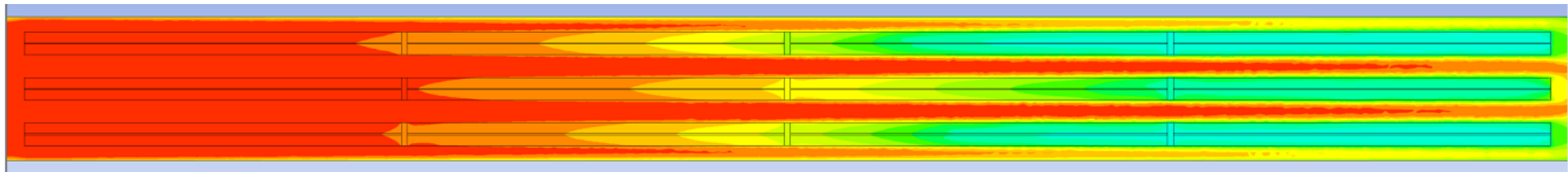


Figura 54 - Contornos de temperatura dos painéis com a estrutura plana central após 19,75h.

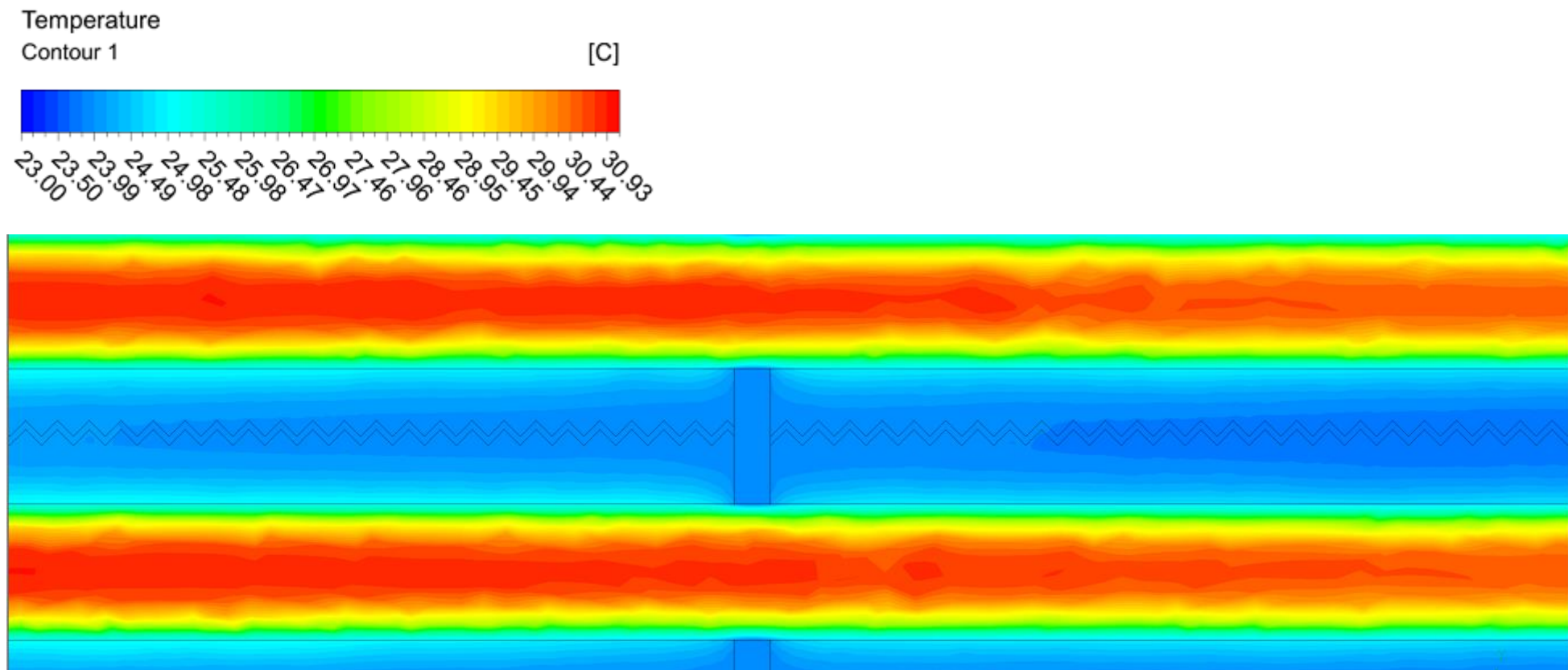


Figura 55 - Efeito da matriz *zigzag* no carregamento dos PCMs. Interface entre a placa 2.1 e 2.2. Contornos de 7h.

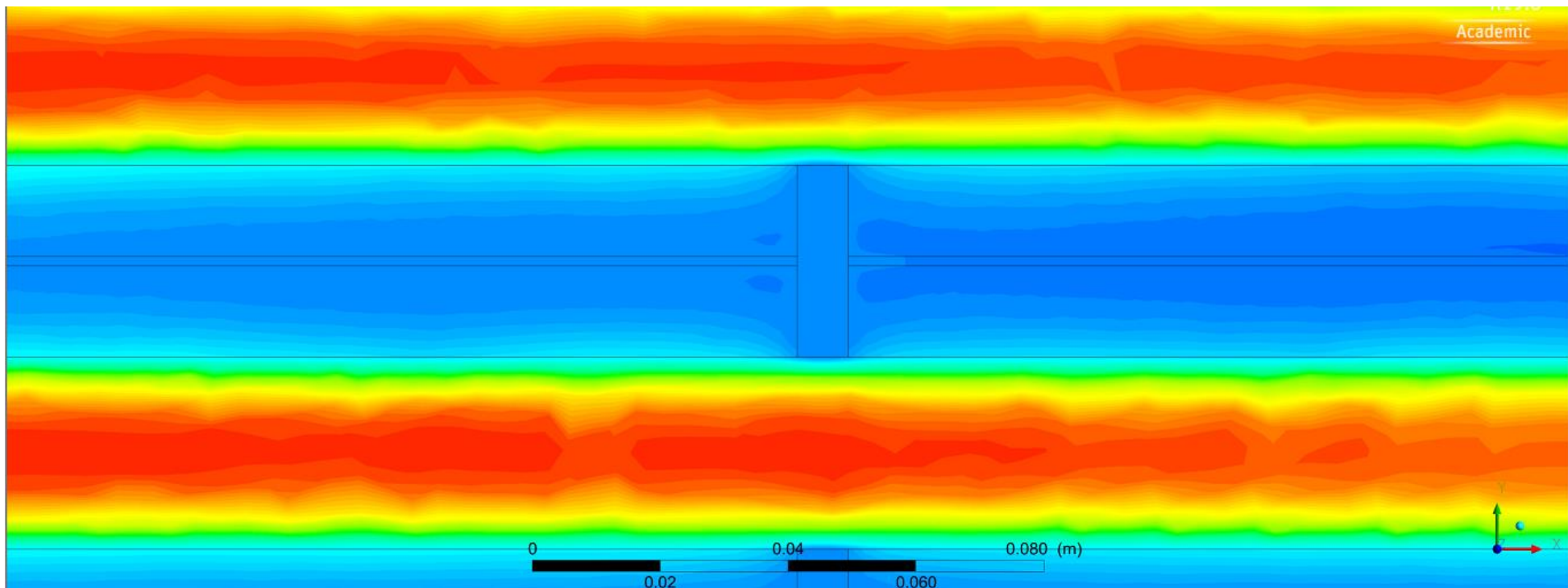


Figura 56 - Efeito da matriz central plana no carregamento dos PCMs. Interface entre a placa 2.1 e 2.2. Contornos de 7h.

5.2.2 Simulação do sistema com o uso de alhetas

A segunda hipótese na melhoria de transferência de calor a testar será a utilização de alhetas interiores aos painéis. O aumento da área de transferência de calor com a superfície quente beneficiará a penetração do calor na direção crítica, que é a espessura. O estudo baseou-se na influência do número de alhetas, mantendo as suas dimensões. As dimensões utilizadas foram de 2 mm de espessura e 15 mm de comprimento, na direção interior do PCM. Pequenas espessuras e longos comprimentos permitem os melhores resultados na melhoria da transferência de calor com a utilização de alhetas [46]. Para todos os casos foi utilizado o procedimento de geração da malha com recurso à função *Proximity*. O *timestep* utilizado em todas as simulações foi de 5 s. Na Tabela 42 encontram-se sumarizados os diversos números de alhetas simulados e na Tabela 43 os resultados obtidos do tempo total de carregamento.

Tabela 42 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de alhetas utilizadas

| Caso | Nº. de alhetas/placa | Distância entre alhetas [mm] | Fração ocupada [% vol] | Número de células |
|------|----------------------|------------------------------|------------------------|-------------------|
| E | 6 | 60,75 | 1,4 | 31755 |
| F | 15 | 29,36 | 3,0 | 63439 |
| G | 19 | 23,10 | 3,8 | 75310 |
| H | 26 | 16,59 | 5,2 | 94009 |

Tabela 43 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base com a utilização de alhetas

| Caso | Nº. de horas até ao carregamento | Melhoria em relação ao sistema base [%] |
|------|----------------------------------|---|
| E | 20 | 11,1 |
| F | 21,5 | 4,44 |
| G | 21 | 6,67 |
| H | 19,5 | 13,3 |

É possível visualizar a progressão desde o sistema com 6 alhetas, na Figura 57, pelo sistema com 15 alhetas, na Figura 58, seguido do sistema de 19 alhetas, na Figura 59 e culminando com o sistema com 26 alhetas na Figura 60. Existe um maior aproveitamento do calor os gases à entrada, uma vez que as zonas a azul escuro vão progressivamente desaparecendo nas primeiras placas. Porém, esta melhoria não se reflete nas restantes placas, uma vez que estas apresentam aproximadamente as mesmas cores nos contornos, nem no tempo, uma vez que todos os casos necessitam do aproximadamente do mesmo número de horas para que a unidade fique totalmente carregada, ultrapassando largamente as 7h.

Analisando os contornos após o carregamento, para os casos de 6 alhetas e 15 alhetas, Figura 61 e Figura 62, é possível evidenciar o principal problema da utilização de alhetas nas primeiras placas. Para que as últimas placas se encontrem carregadas, é necessário que as primeiras estejam a uma temperatura elevada, para possibilitar a troca de calor com os gases a uma temperatura superior. Os resultados melhoram com a aplicação de 19 alhetas e 26 alhetas, como se pode ver na Figura 63 e na Figura 64. Somente a primeira placa se encontra a uma temperatura mais elevada, estando os seguintes a uma temperatura sucessivamente inferior.

Analisando a Figura 65, é possível visualizar o efeito das alhetas. O calor dos gases que é transferido para as alhetas é conduzido para o centro da placa, região que demora mais tempo a carregar devido à baixa condutibilidade do PCM. Com a utilização de alhetas formam-se núcleos mais frios entre elas, que correspondem às zonas mais distantes em que o calor é conduzido ao longo do PCM. Além disso, essas zonas crescem em tamanho a jusante, devido ao contacto com os gases arrefecidos, havendo um menor gradiente de temperatura que, por conseguinte, limita a transferência de calor.

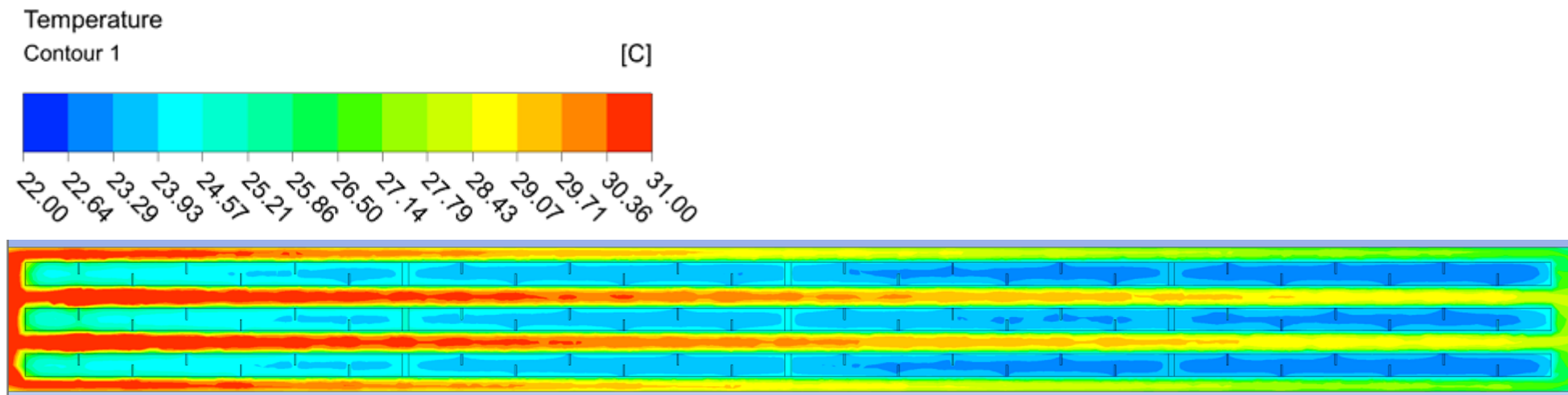


Figura 57 - Contornos de temperatura dos painéis com 6 alhetas após 7h.

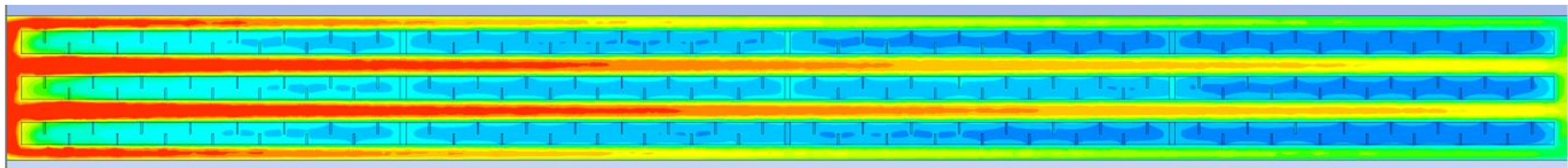


Figura 58 - Contornos de temperatura dos painéis com 15 alhetas após 7h.

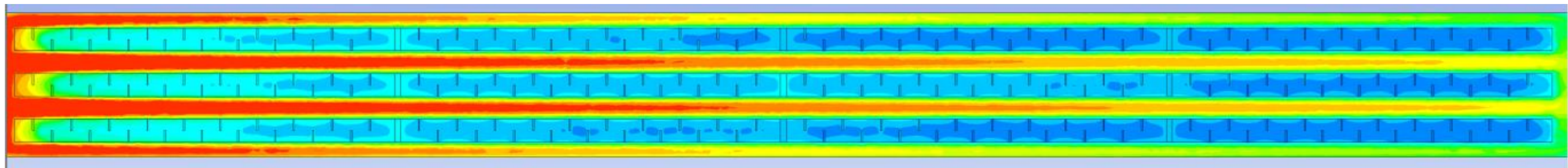


Figura 59 - Contornos de temperatura dos painéis com 19 alhetas após 7h.

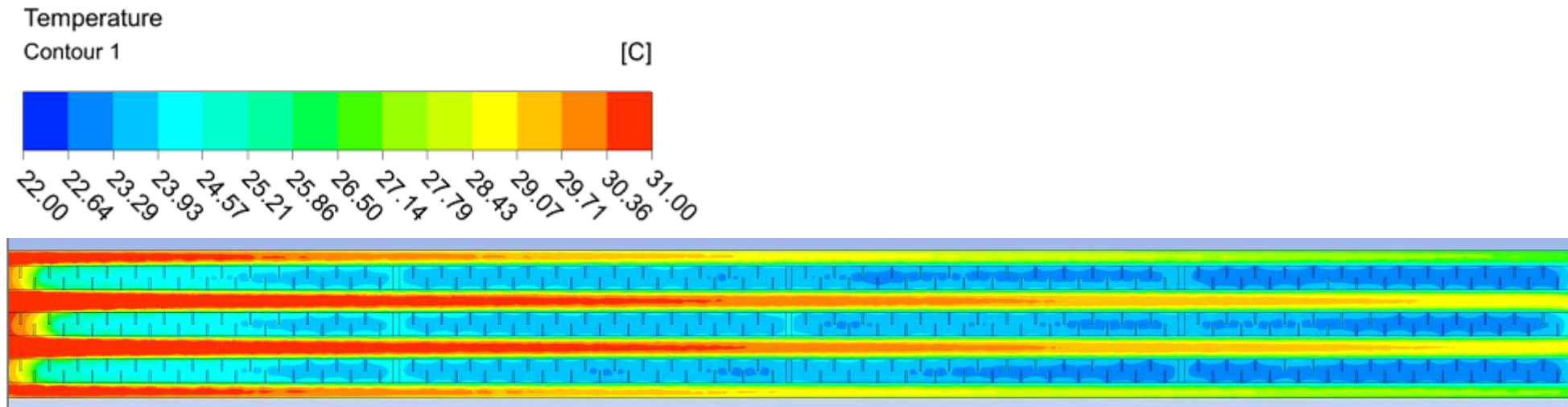


Figura 60 - Contornos de temperatura dos painéis com 26 alhetas após 7h.

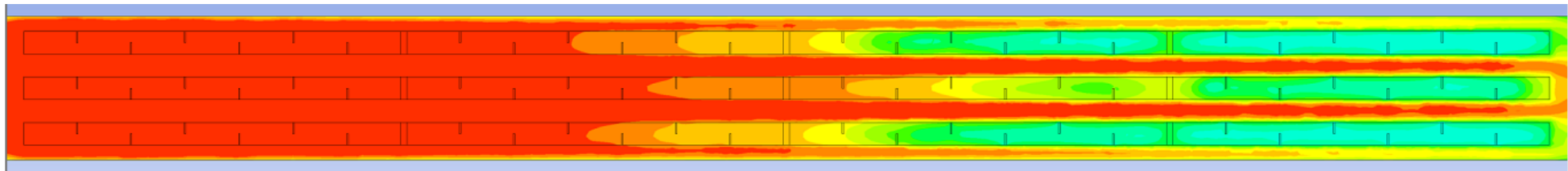


Figura 61 - Contornos de temperatura dos painéis com 6 alhetas após 20h.

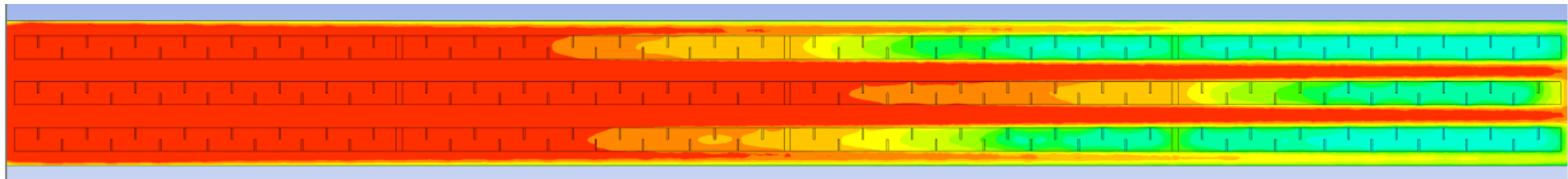


Figura 62 - Contornos de temperatura dos painéis com 15 alhetas após 21,5h.

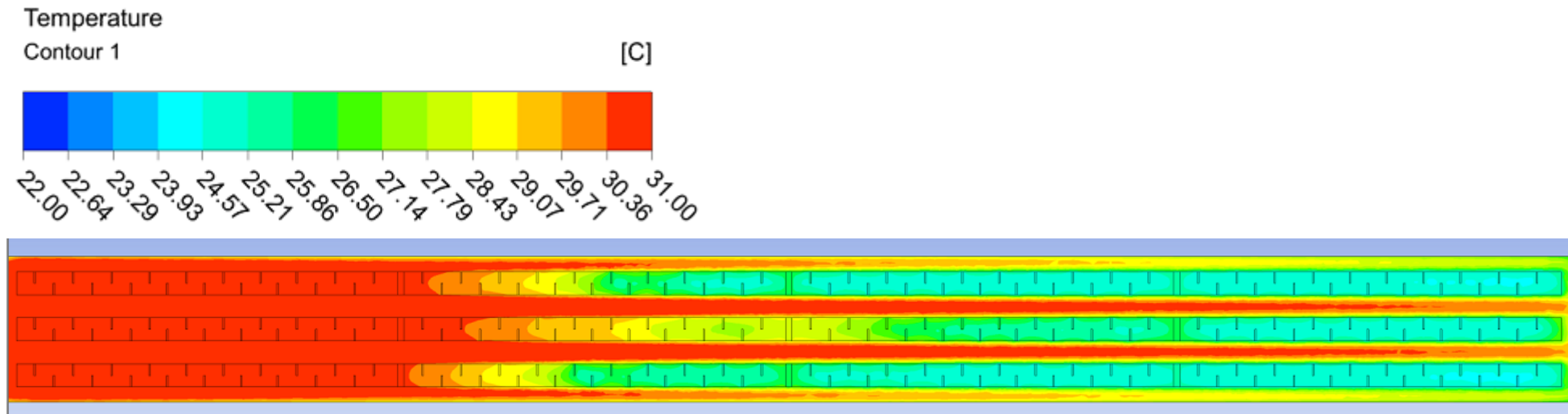


Figura 63 - Contornos de temperatura dos painéis com 19 alhetas após 21h.

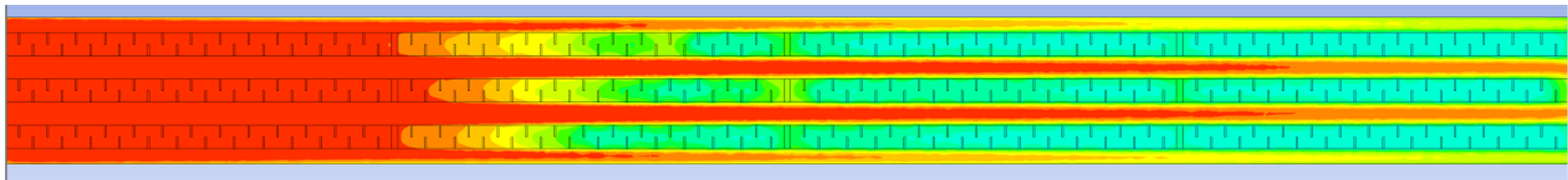


Figura 64 - Contornos de temperatura dos painéis com 26 alhetas após 19,5h.

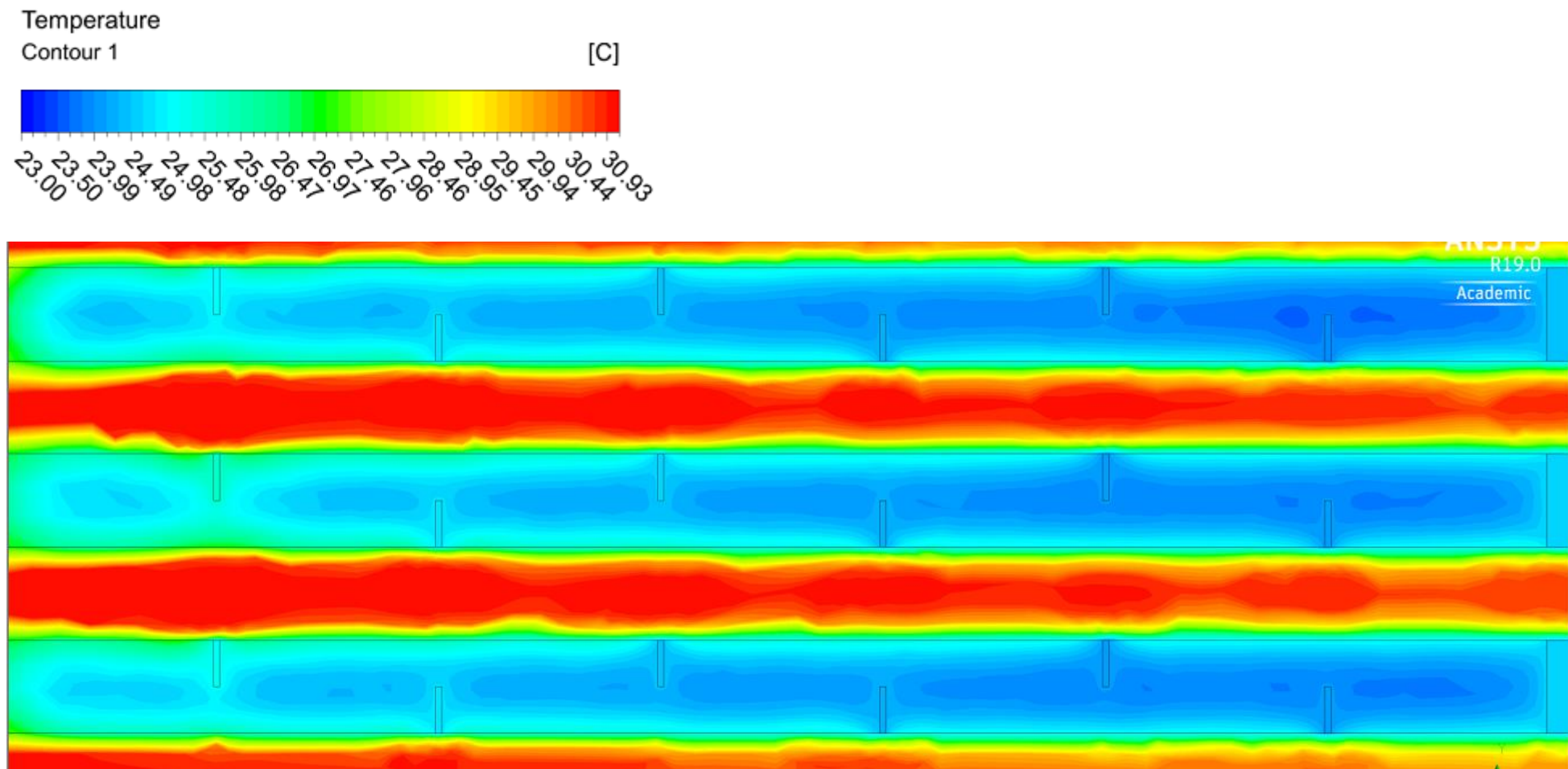


Figura 65 - Efeito das alhetas no carregamento dos PCMs. Placas 1.1 a 3.1 com 6 alhetas. Contornos após 7h.

5.2.3 Comparação de resultados

Para analisar todos os resultados representou-se graficamente a evolução da temperatura na primeira placa de PCM, da coluna 1, o PCM 1.1, e na última placa da mesma coluna, o PCM 1.4. O primeiro ponto que é facilmente distinguível nos gráficos das Figura 66, Figura 67, Figura 68 e Figura 69, é que a aplicação de técnicas de melhoria de transferência de calor permitiu um carregamento mais rápido da placa de PCM 1.1, comparado a curva geral, do sistema sem qualquer melhoria. A aplicação de 26 alhetas em cada placa traduziu-se no carregamento mais rápido, enquanto a aplicação de 6 alhetas em cada placa permitiu a melhoria inferior do conjunto. Analisando o mesmo comportamento, mas para a placa de PCM 1.4, conclui-se o inverso: o sistema geral carrega mais eficientemente a última placa, numa primeira instância, em que a sua temperatura média é mais elevada, mas em segunda instância, demora mais tempo a atingir a temperatura de 25°C em todos os pontos, sendo isto visível no aumento do declive da evolução da temperatura, característica da mudança para o regime sensível. Isto deve-se ao facto de que a aplicação de técnicas de melhoria nas placas a montante deste levam a um melhor aproveitamento do calor disponível, que causa um arrefecimento nos gases, diminuindo o gradiente de temperatura. Os contornos de temperatura das Figura 61, Figura 62, Figura 63 e Figura 64 corroboram estes factos: para que a última placa fique totalmente carregada, é necessário tempo suficiente para que as primeiras placas se encontrem a uma temperatura elevada tal que os gases cheguem ao fim suficientemente quentes para que a transferência de calor seja de tal forma intensa que permita a fusão completa. Mesmo assim, a aplicação de técnicas, permite que o calor transferido seja conduzido para a zona central das placas, que é a última zona a fundir devido à distância ao HTF, sendo isto responsável pelos menores tempos de carregamento dos painéis. Outro ponto interessante que se pode constatar é que para a primeira placa, a placa de PCM 1.1, o efeito das alhetas é gradual, isto é, quanto mais alhetas se colocar, por placa, mais rápido ele atinge uma temperatura média de 25°C, como se pode ver na Figura 67. O mesmo não acontece para a última placa, a placa de PCM 1.4, como se pode ver na Figura 69. Do sistema com 6 alhetas para o sistema com 15 alhetas é necessário mais 1,5 h para o carregamento total. Estes resultados podem ser explicados à luz do aproveitamento de calor excessivo a montante, que prejudica as placas a jusante. Porém, quando se aplicam 19 alhetas e posteriormente 26 alhetas, os resultados obtidos contrariam esta tendência. Com 19 alhetas o sistema demora menos 0,5h do que com 15 alhetas e com 26 alhetas demora menos 2h do que 15 alhetas. Isto pode ser explicado com as crescentes frações de volume ocupadas por alumínio nas placas, que fazem decrescer a sua capacidade de armazenamento uma vez que o c_p do alumínio é muito inferior ao c_p do PCM.

Outro fator que pode influenciar a transferência de calor deve-se à baixa condutibilidade térmica do PCM. Como o PCM recebe calor da periferia para o centro, ele encontra-se mais quente na zona onde ocorre a transferência de calor, na interface com o alumínio. Enquanto o calor não penetrar para o centro, existe uma ineficiência no aproveitamento da energia proveniente dos gases. Quando se colocam alhetas, a superfície destas conduz o calor para o PCM em mais pontos, uma vez que a área de transferência de calor é maior, o que se mostrou na Figura 65. Analisando o gráfico da Figura 70, onde é possível verificar a temperatura média à saída durante o tempo de escoamento, verifica-se que, para os sistemas em que se aplicou técnicas de melhoria de transferência de calor, a temperatura à saída é inferior.

Com esta análise conclui-se que as placas de PCM críticas são as últimas, mais perto da saída, pelo que se deve melhorar principalmente a transferência de calor nestas, uma vez que o objetivo é aquecer os três painéis a 25°C, indicativo da fusão completa. Não se pretende que a sua temperatura média seja de 25°C, mas sim que todo o PCM se encontra a uma temperatura de 25°C Assim, propõe-se a utilização de um número de alhetas mistos, utilizando menos alhetas nas primeiras placas que se encontram em contacto com os gases mais quentes, e colocando mais alhetas nas placas a jusante, que como se verificou, levam mais tempo a fundir.

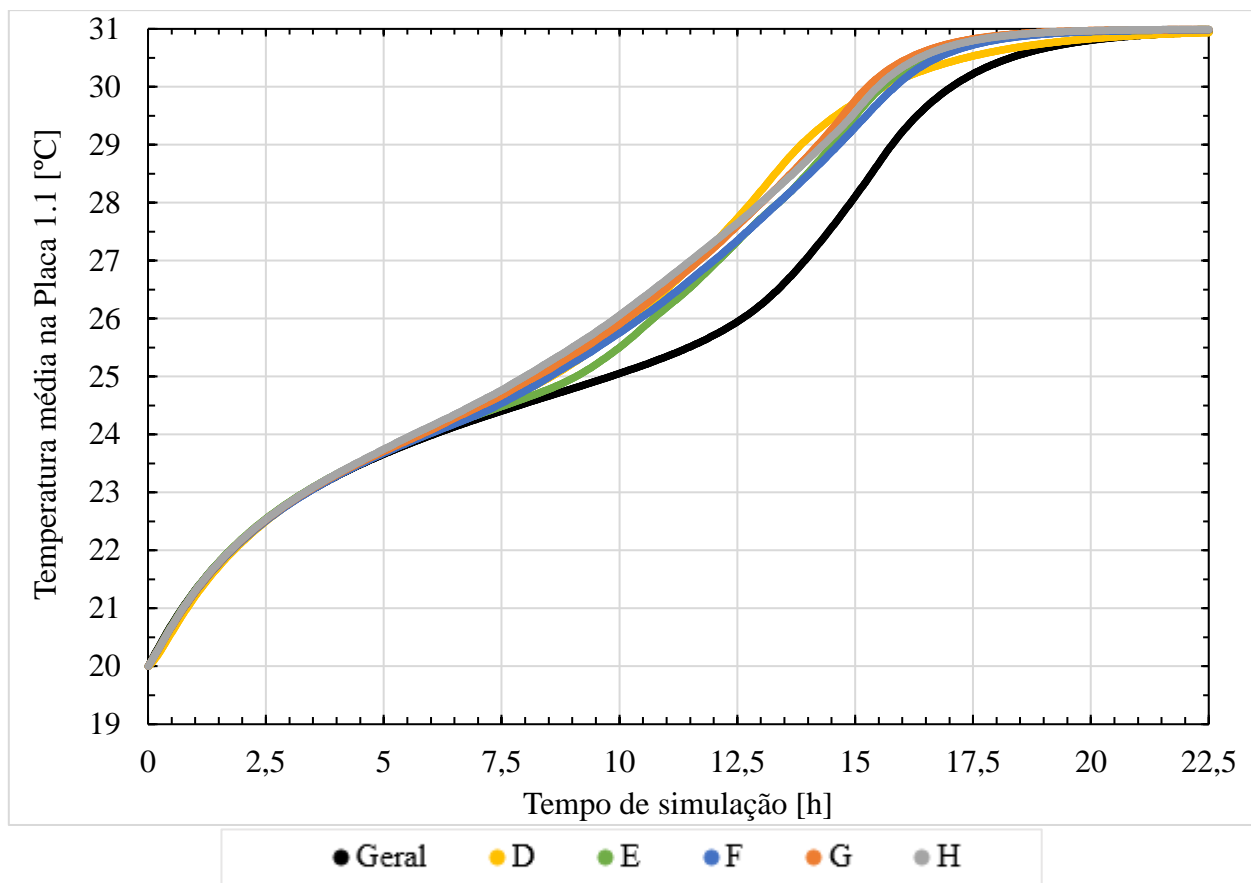


Figura 66 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.1 ao longo do tempo para várias geometrias.

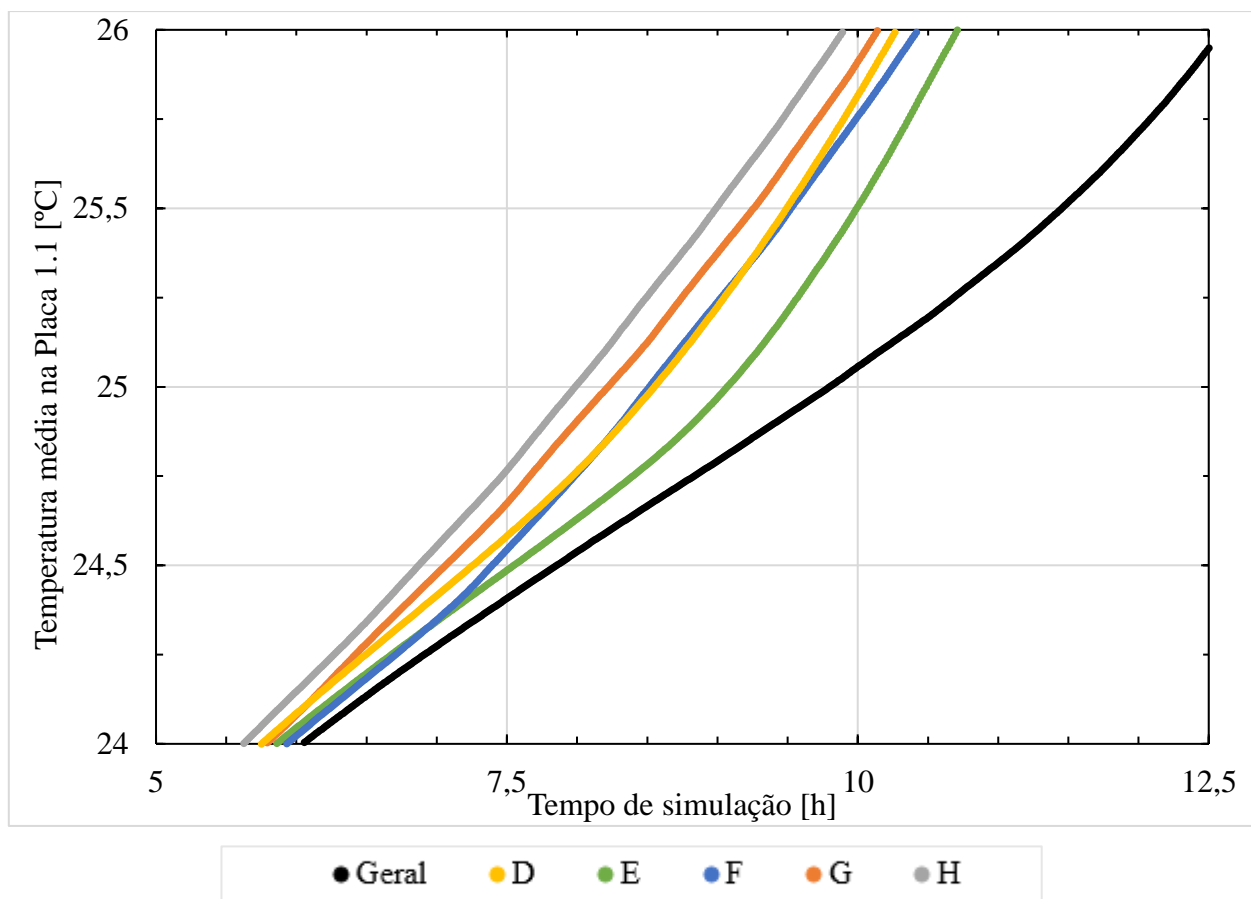


Figura 67 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C.

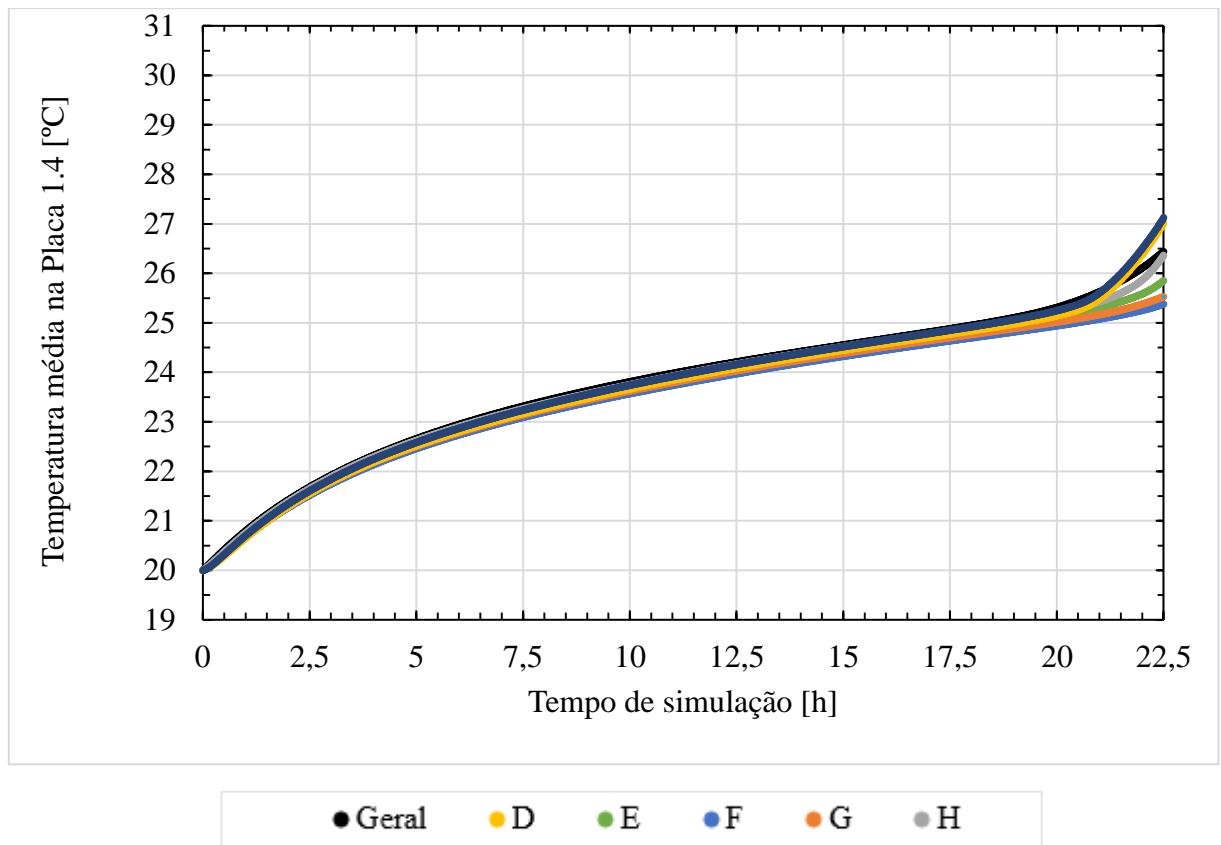


Figura 68 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias.

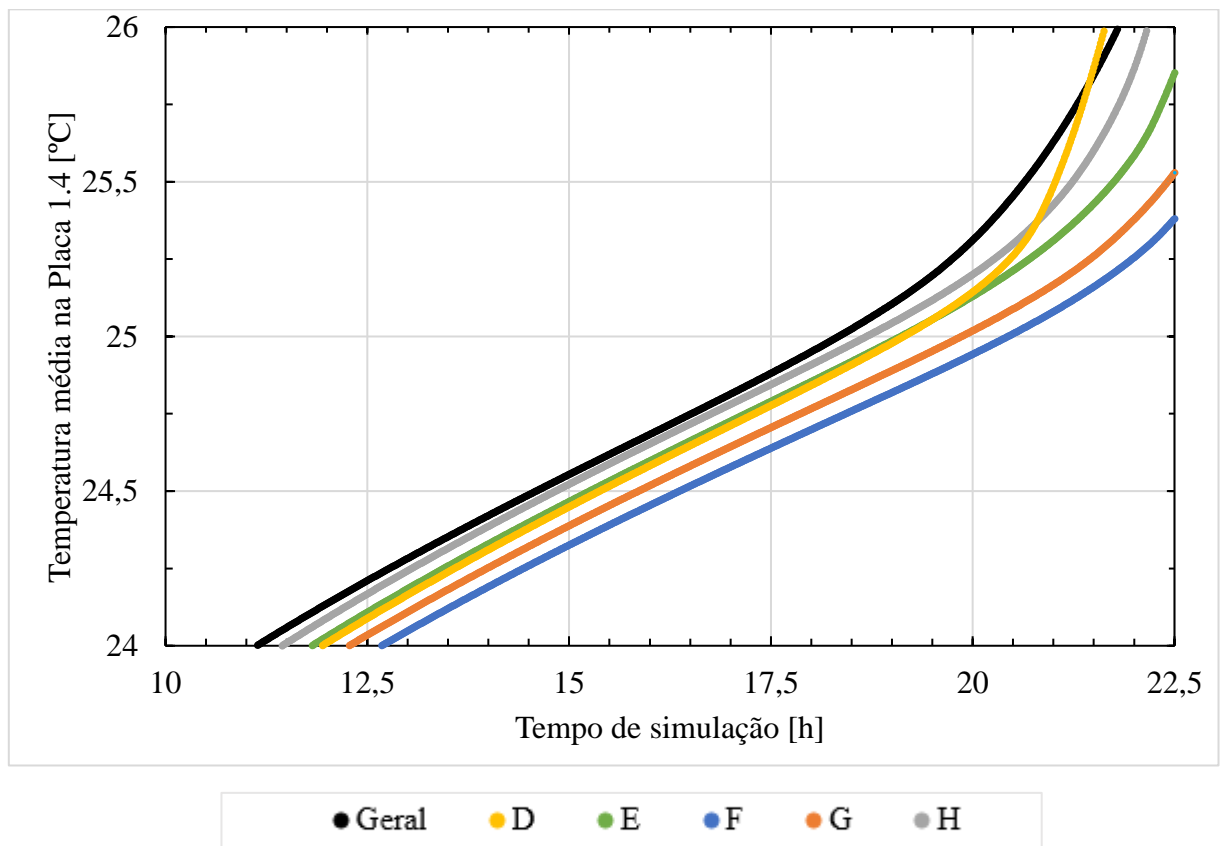


Figura 69 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C.

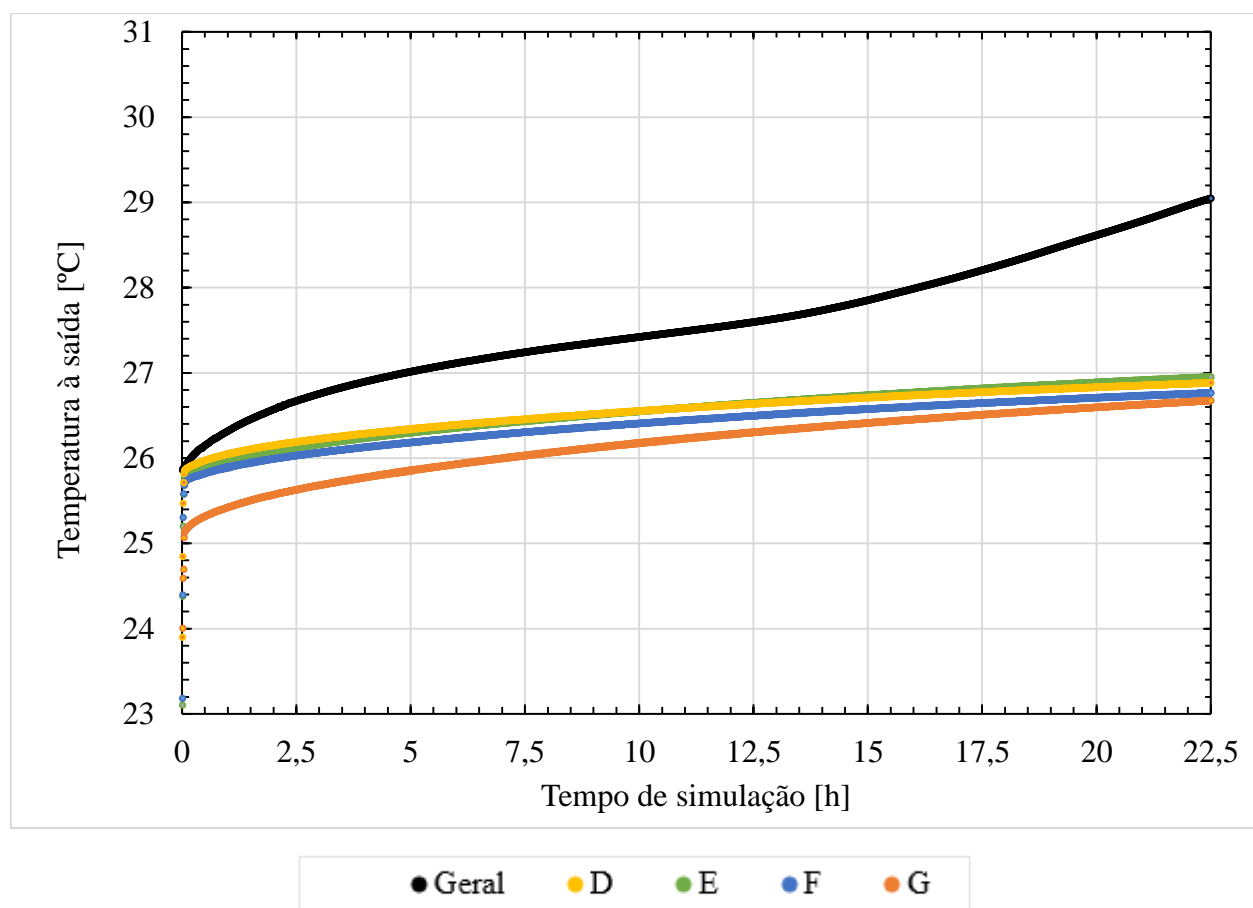


Figura 70 - Variação da temperatura média à saída no tempo das diversas geometrias simuladas.

5.2.4 Simulação de sistemas com número de alhetas misto

Como se analisou previamente, devido ao facto do carregamento nas primeiras placas ser efetuado mais rapidamente devido à existência de um elevado número de alhetas, os gases chegam às placas mais perto da saída a uma temperatura inferior, o que prejudica o seu carregamento. Como tal, pretende-se que, colocando menos alhetas nas primeiras placas a transferência de calor seja menor de forma a que os gases cheguem a uma temperatura superior às placas mais distantes da entrada, o que permitiria um carregamento mais rápido. Foram efetuadas duas simulações: a primeira com 6, 19, 26 e 26 alhetas por placa, da esquerda para a direita, e a segunda com mais duas alhetas por cada placa, para se estudar o efeito da adição de mais duas alhetas ao primeiro caso de estudo, o I. Na Tabela 44 encontram-se as propriedades dos dois casos e na Tabela 45 encontram-se os resultados obtidos do tempo total de carregamento.

Tabela 44 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de alhetas mistas utilizadas

| Caso | Nº. de alhetas/placa | | | | Fração ocupada/placa [% vol] | | | | Número de células |
|------|----------------------|----|----|----|------------------------------|-----|-----|-----|-------------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 | |
| I | 6 | 19 | 26 | 26 | 1,2 | 3,8 | 5,2 | 5,2 | 75123 |
| J | 8 | 21 | 28 | 28 | 1,6 | 4,2 | 5,6 | 5,6 | 76477 |

Tabela 45 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base com a utilização de alhetas mistas

| Caso | Nº. de horas até ao carregamento | Melhoria em relação ao sistema base [%] |
|------|----------------------------------|---|
| I | 21,5 | 4,44 |
| J | 21,5 | 4,44 |

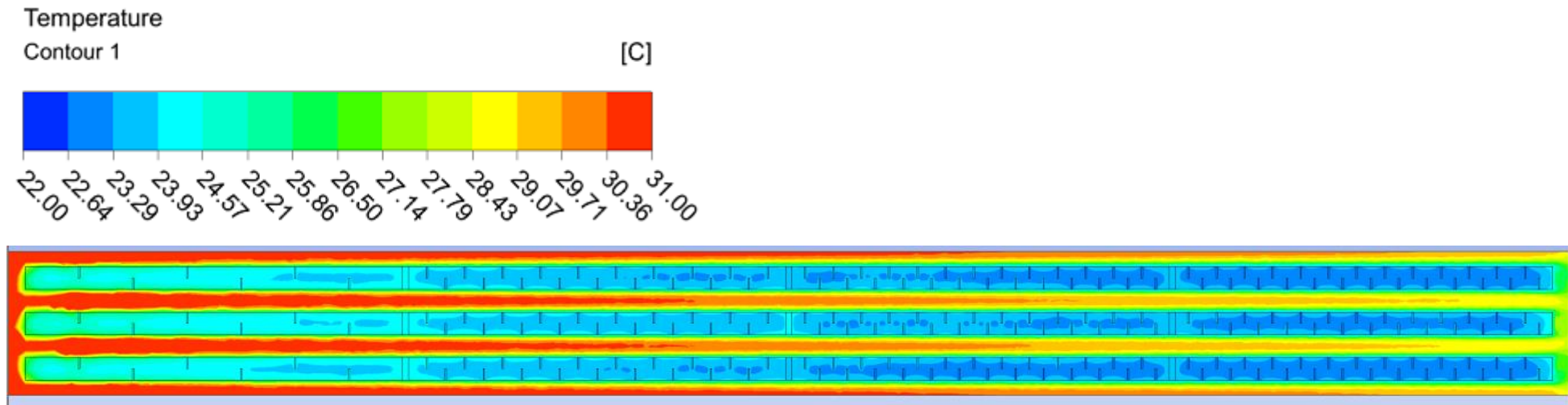


Figura 71 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 6, 19 e 26 alhetas após 7h.

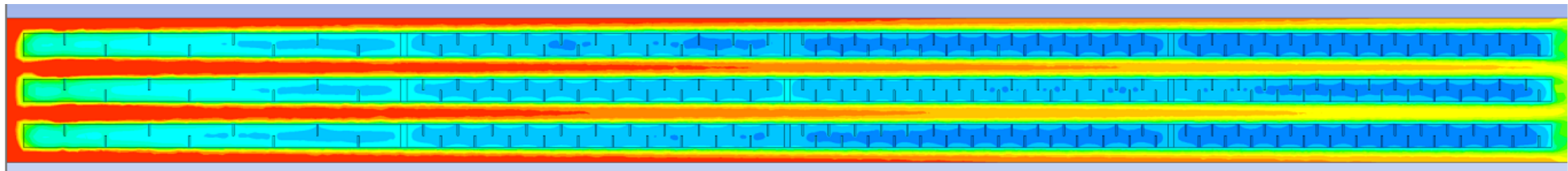


Figura 72 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 8, 21 e 28 alhetas após 7h.

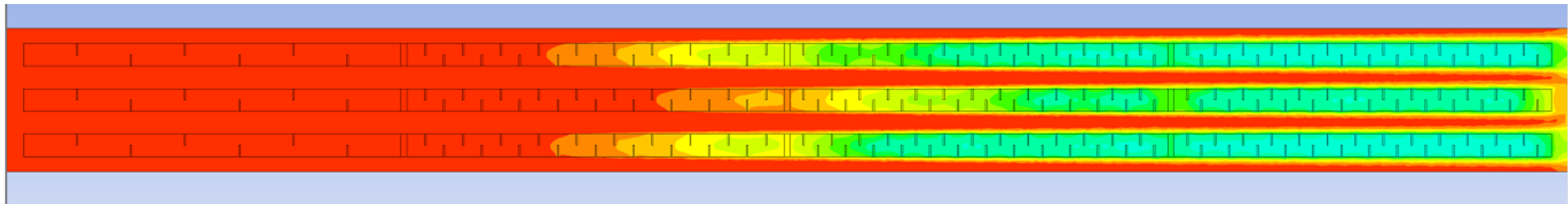


Figura 73 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 6, 19 e 26 alhetas após 20h.

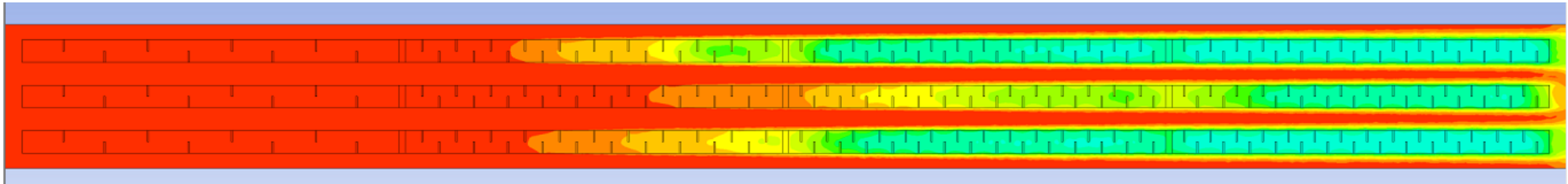


Figura 74 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de 8, 21 e 28 alhetas após 20h.

Os resultados obtidos não foram conclusivos. Analisando os contornos após 7h dos casos I e J, na Figura 71 e na Figura 72, respetivamente, é possível constatar que o caso J possui placas a uma temperatura superior ao caso I, nomeadamente as placas 2.3 e 3.2. Porém, é possível observar nos gráficos das Figura 75, Figura 76, Figura 77 e Figura 78 que o comportamento na placa de PCM 1.1 e 1.4, para o caso misto de 6-19-26-26 alhetas permite um carregamento mais rápido do que o caso misto com 8-21-28-28 alhetas e além disso tem um comportamento que se assemelha ao caso simples com 6 alhetas em todas as placas. Já o caso misto de 8-21-28-28 motrou o comportamento que se viu em cima, quando se utilizavam mais alhetas nas primeiras placas: a primeira placa carregou mais rápido, enquanto a última carregou mais lentamente. Como se pode ver na Figura 78, o caso I apresentou melhores resultados do que o caso J. Isto vem corroborar o que se discutiu nos resultados anteriores: um elevado número de alhetas a montante prejudica o carregamento a jusante.

O próximo passo consiste em estudar o impacto de aplicar a matriz central plana nos sistemas alhetados, isto é, se a transferência de calor através da matriz central permitirá obter uma melhoria na homogeneização da distribuição da temperatura.

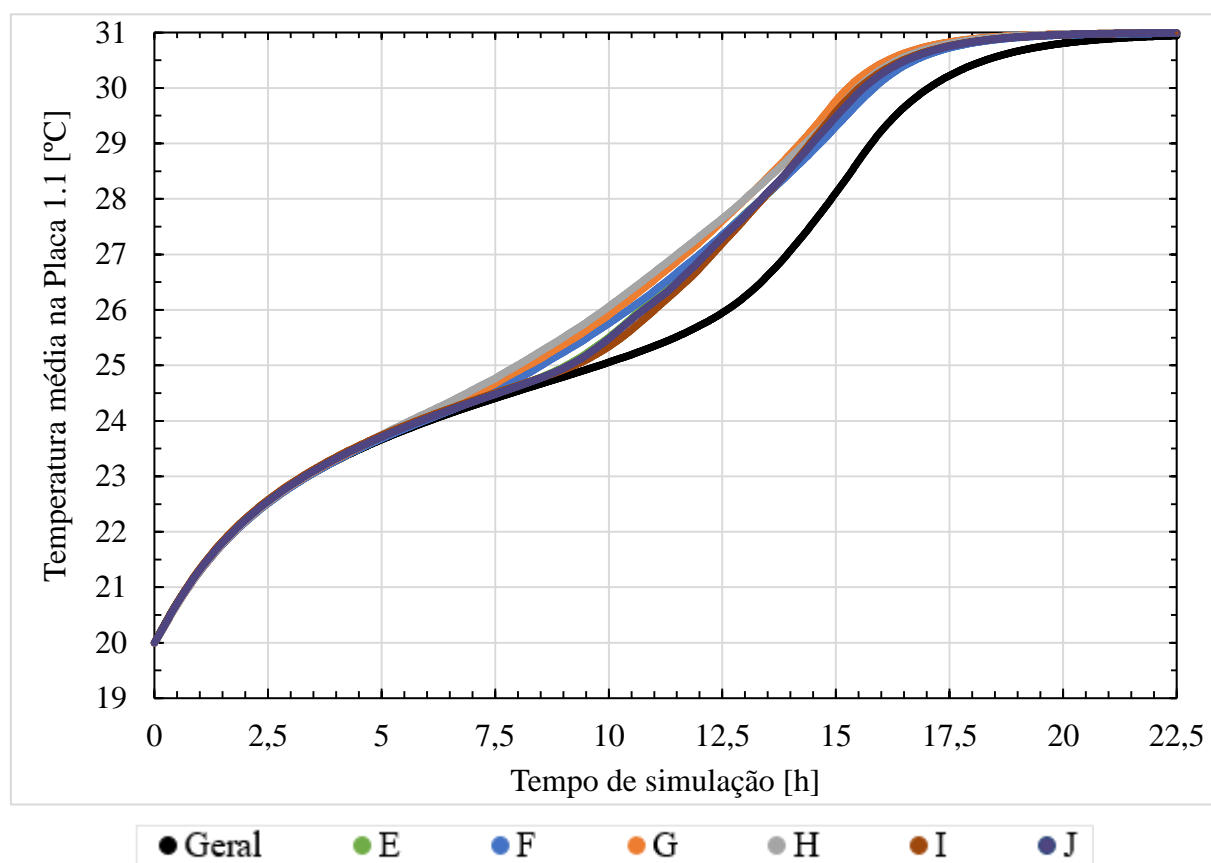


Figura 75 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias.

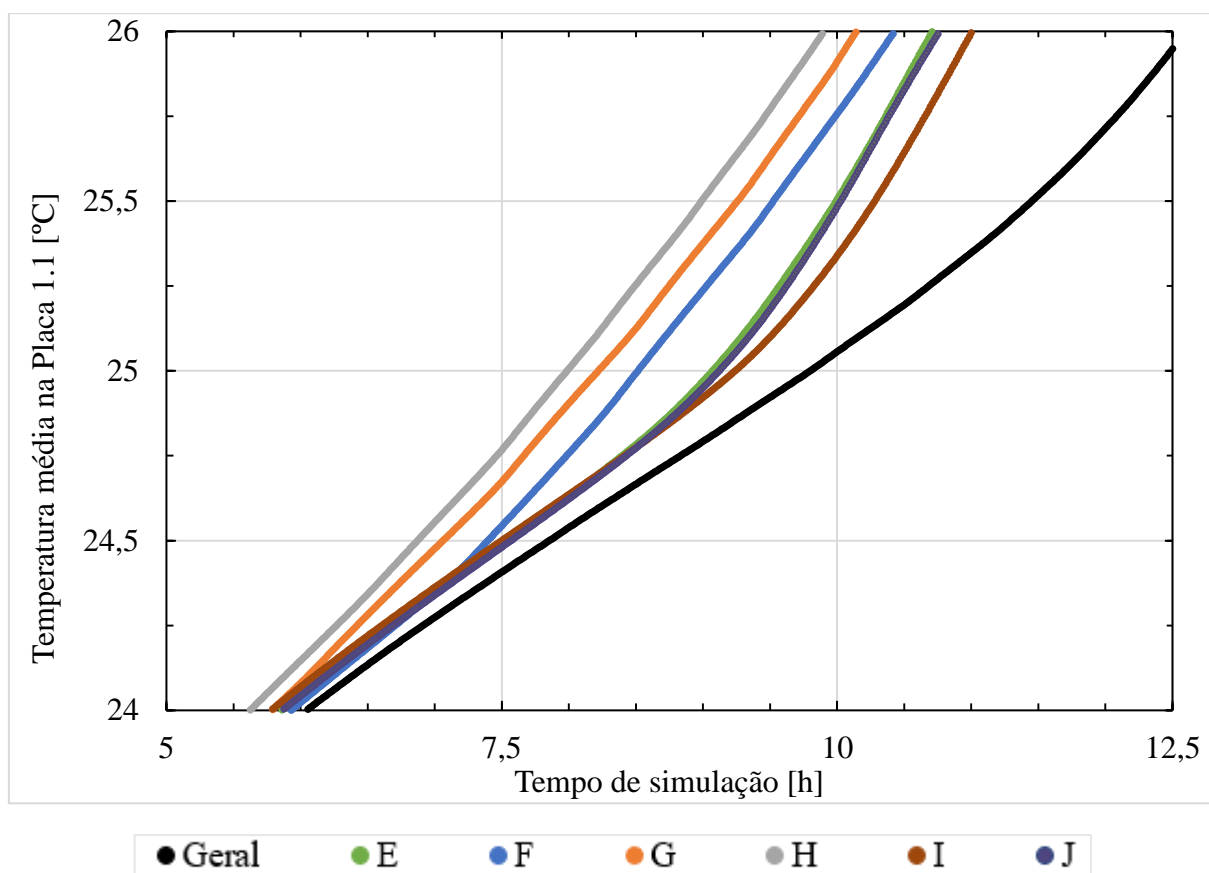


Figura 76 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C.

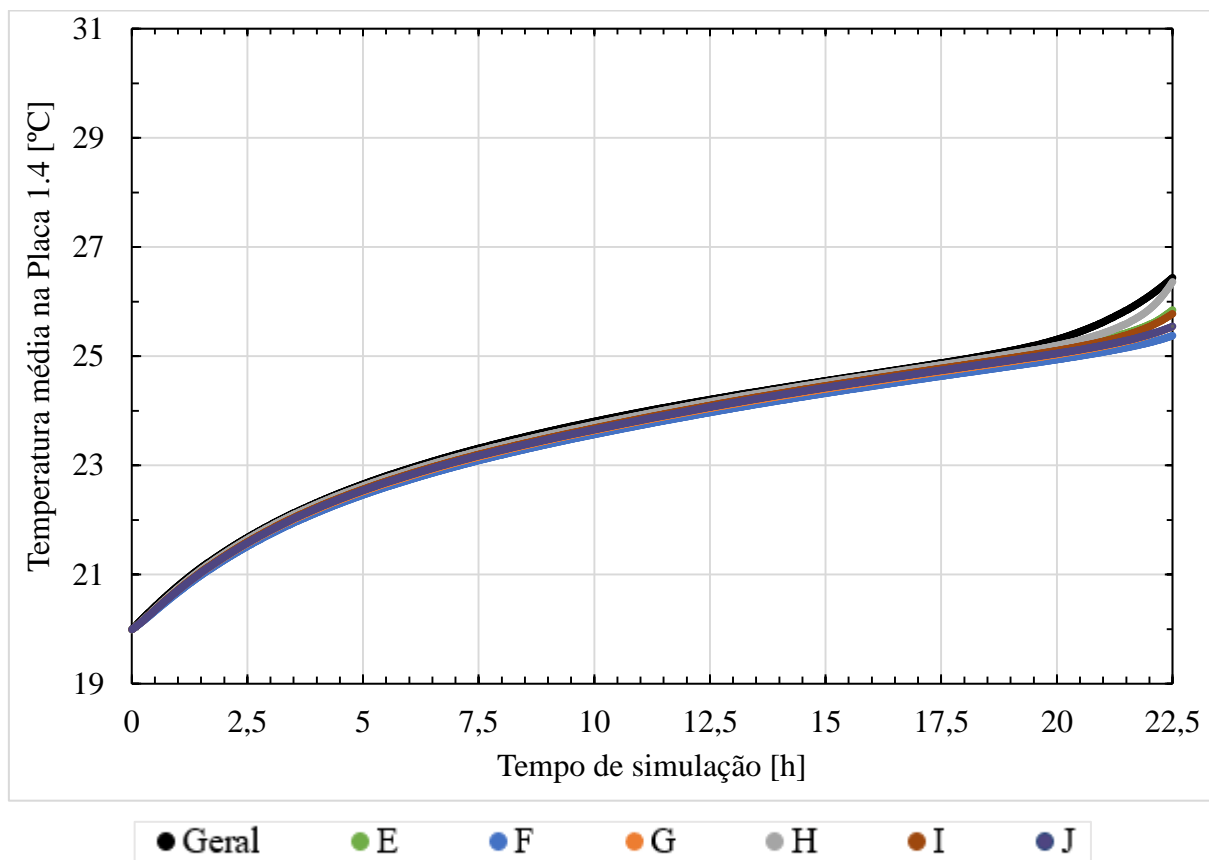


Figura 77 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias.

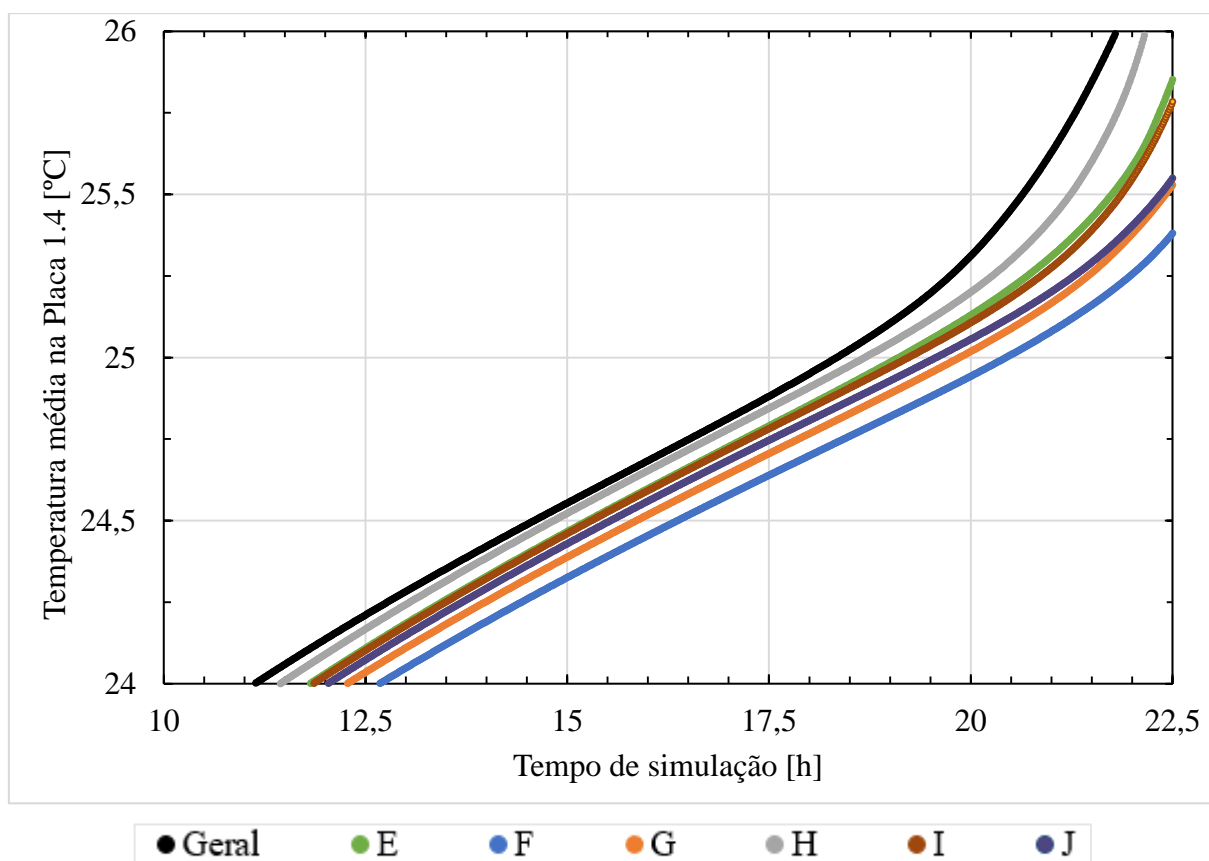


Figura 78 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C.

5.2.5 Simulação de sistemas com misto de alhetas e matriz

Neste estudo pretende-se avaliar qual o impacto da utilização de alhetas com a matriz plana central. Foram escolhidos três casos, dois com número fixo de alhetas, 6 e 26, e um com número variável, com 6-19-26-26 alhetas. Como a existência de uma matriz central plana interfere diretamente com o comprimento estabelecido de 15 mm das alhetas, foi necessário reduzir este para 12 mm, permitindo uma pequena folga entre estes dois corpos. Os casos simulados encontram-se na Tabela 46 e os resultados obtidos do tempo total de carregamento, de cada encontram-se na Tabela 47.

Tabela 46 - Propriedades dos diversos casos de geometrias de alhetas utilizadas

| Caso | Nº alheta matriz | Fração ocupada [% vol] | Número de células |
|------|------------------|------------------------|-------------------|
| K | 6 | 5,96 | 83590 |
| L | 26 | 10,2 | 113313 |
| M | 6-19-26-26 | 5,96; 8,8; 10,2 | 104464 |

Tabela 47 - Tempo total de carregamento e melhoria em relação ao sistema base com a utilização de alhetas

| Caso | Nº. de horas até ao carregamento | Distância entre alhetas [mm] |
|------|----------------------------------|------------------------------|
| K | 17,5 | 69,71 |
| L | 18 | 16,59 |
| M | 18 | 69,71; 23,1; 16,59 |

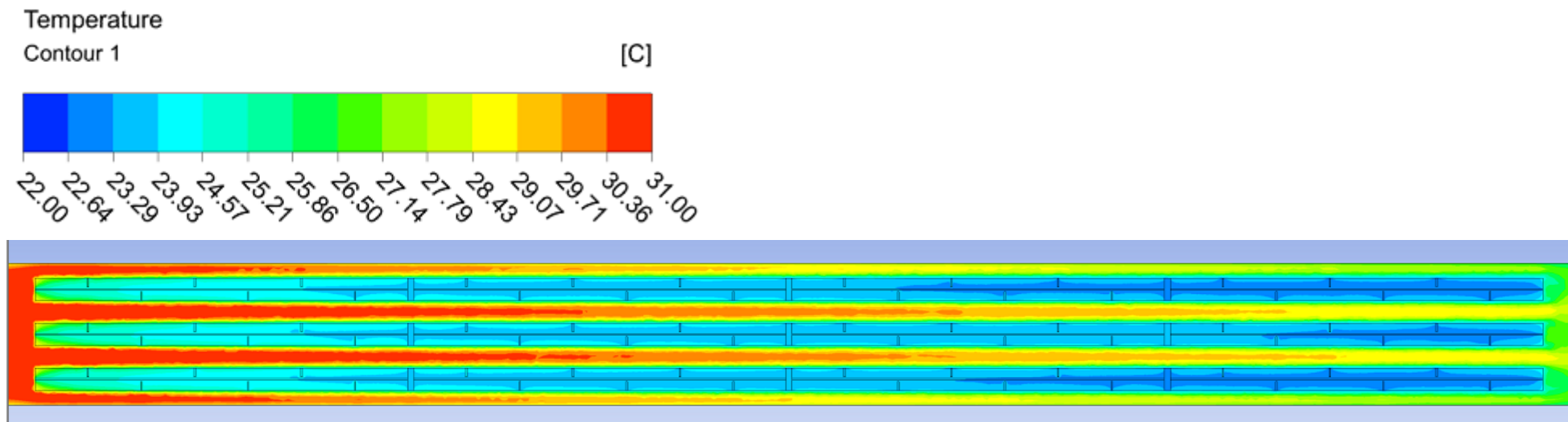


Figura 79 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de matriz plana 6 alhetas após 7h.

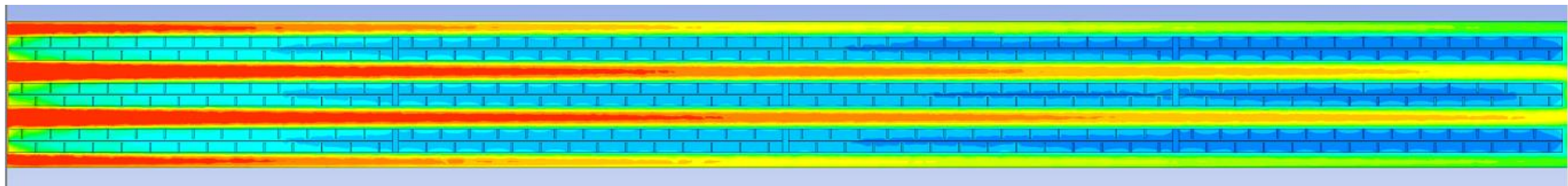


Figura 80 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de matriz plana 26 alhetas após 7h.

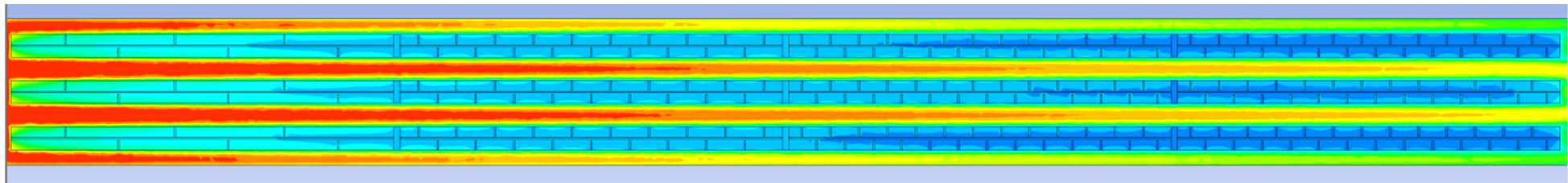


Figura 81 - Contornos de temperatura dos painéis mistos de matriz plana com 6,19,26,26 alhetas após 7h.

Analisando os resultados obtidos, é possível concluir que após 7h, comparando os contornos dos três casos, na Figura 79, na Figura 80 e na Figura 81, que o caso K, com matriz e 6 alhetas apresenta um menor número de zonas à cor azul escura, representativa das zonas mais frias. Passando a análise à evolução da temperatura média na placa 1.1, Figura 82, os casos L e H apresentam resultados muito próximos, encontrando-se mais à esquerda, característico de uma evolução de temperatura mais rápida. Os casos D, K e M encontram-se mais à direita de L e H, com as linhas praticamente sobrepostas. Já na placa 1.4, Figura 83, é possível concluir que o melhor caso corresponde ao K, seguido dos casos D, M e finalmente L. A utilização conjunta de matrizes e alhetas favorece o carregamento da placa 1.4, já que todos os casos que apresentaram a utilização de ambas melhorias permitiram um efeito positivo no carregamento da última placa. Os limites dos gráficos da Figura 82 e da Figura 83 foram alterados devido à existência de uma elevada concentração de linhas que impedia uma boa leitura. Além disso, estes casos de utilização conjunta permitem a transição para aquecimento sensível mais rápida, o que se pode constatar com a mudança de declive, que se efetua em menos tempo do que todos os outros casos até agora analisados.

Todas as melhorias verificadas são insuficientes para se atingir os objetivos do carregamento dos três painéis em 7h. Como tal, será necessário efetuar uma mudança de raiz no equipamento, de forma a aumentar a velocidade do escoamento de gases dentro do mesmo.

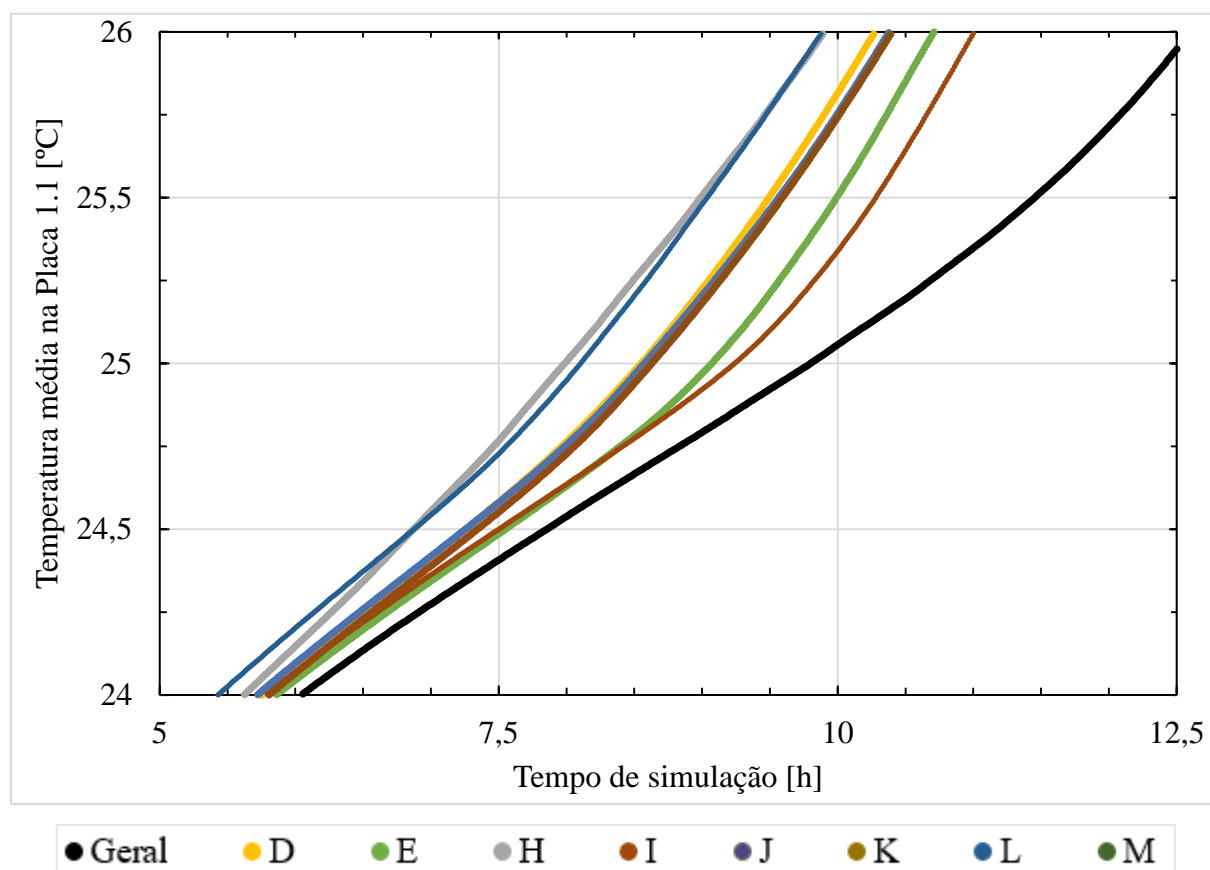


Figura 82 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.1 ao longo do tempo para várias geometrias.

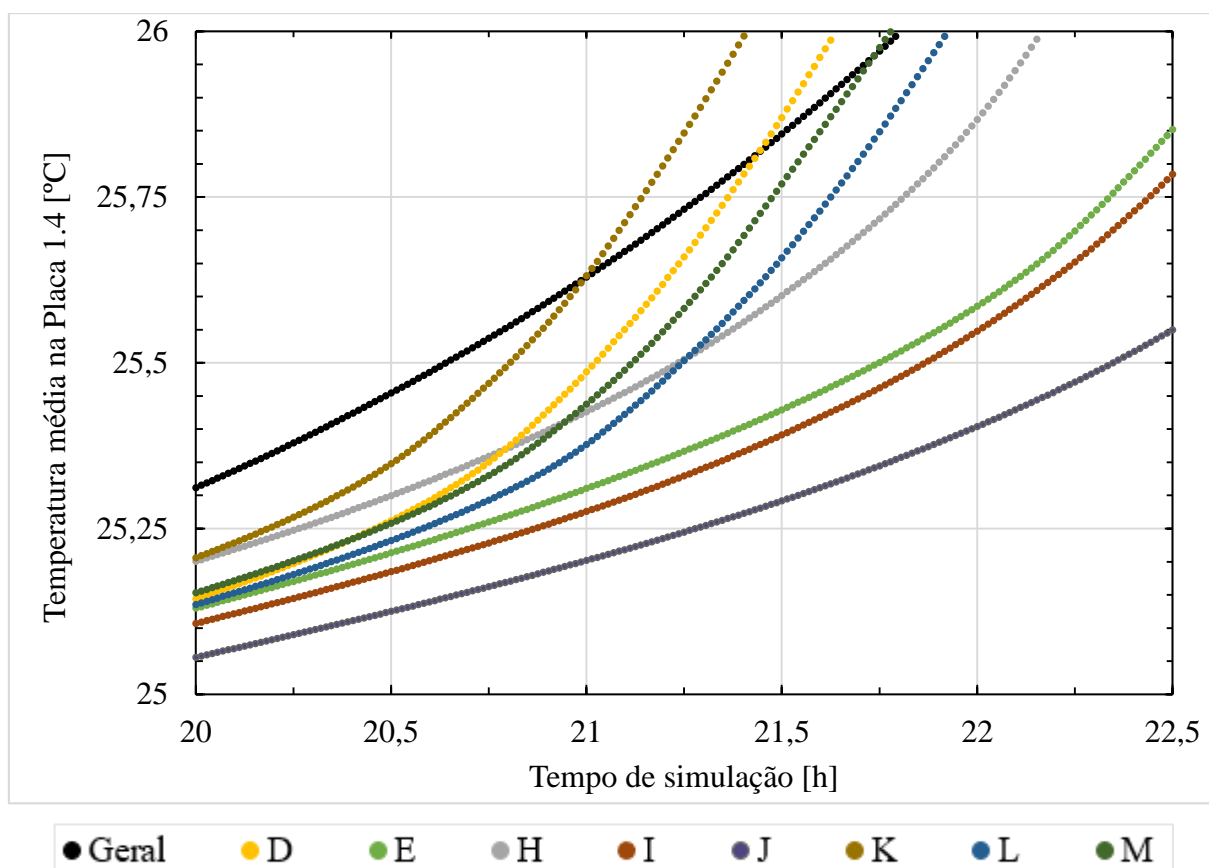


Figura 83 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias.

5.2.6 Efeito do aumento da velocidade

Uma vez que as técnicas de melhoria de transferência de calor não são suficientes para permitir um carregamento dos três painéis em 7h, será necessário aumentar a velocidade do escoamento. Isto é conseguido diminuindo a secção da unidade. O interstício entre painéis foi reduzido para metade, 15 mm, e a distância do painel superior e inferior à estrutura foi também reduzida para metade, 10 mm. Na Figura 84 e na Figura 85 encontram-se os contornos de velocidade dos casos Geral e Geral maior velocidade. Pode-se constatar que a diminuição da secção de passagem dos gases contribuiu para o aumento da velocidade no interior dos interstícios entre painéis. Com esta mudança, a velocidade aumentou para 0,166 m/s, valor este que é ainda relativamente baixo. Os casos simulados encontram-se sumarizados na Tabela 48. O índice 1 é respetivo aos casos anteriores simulados após alteração do valor da velocidade de escoamento, que agora é superior, após redução das dimensões.

Tabela 48 - Propriedades dos diversos casos de simulados após redução de secção

| Caso | Nº de elementos |
|-------|-----------------|
| Geral | 16244 |
| D1 | 75750 |
| E1 | 34284 |
| K1 | 83713 |
| L1 | 113313 |
| M1 | 104464 |

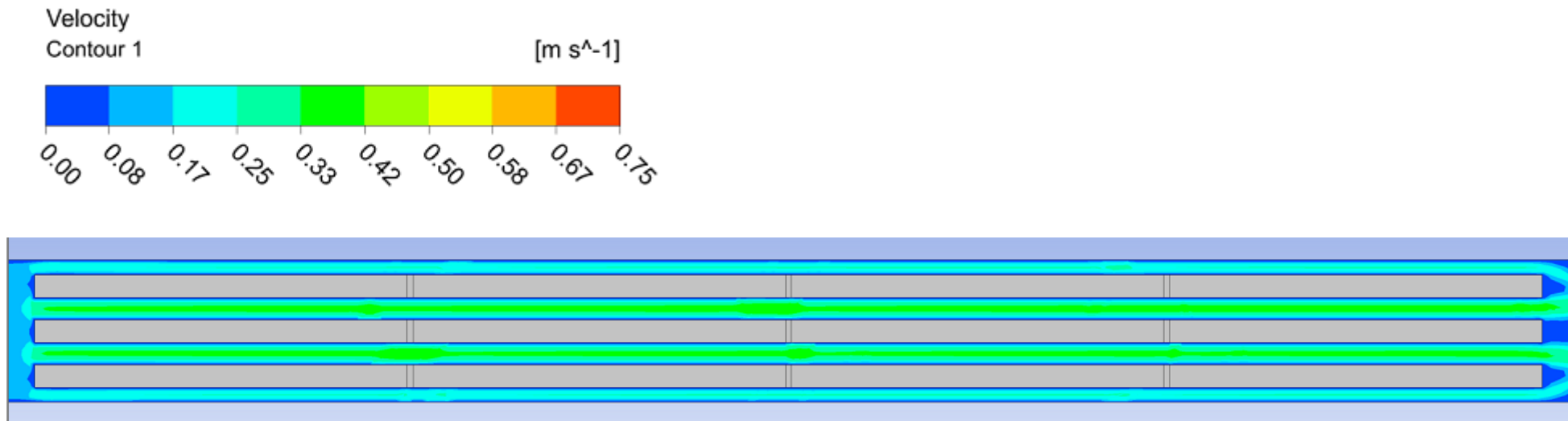


Figura 84 - Contornos de velocidade do sistema geral inicial.

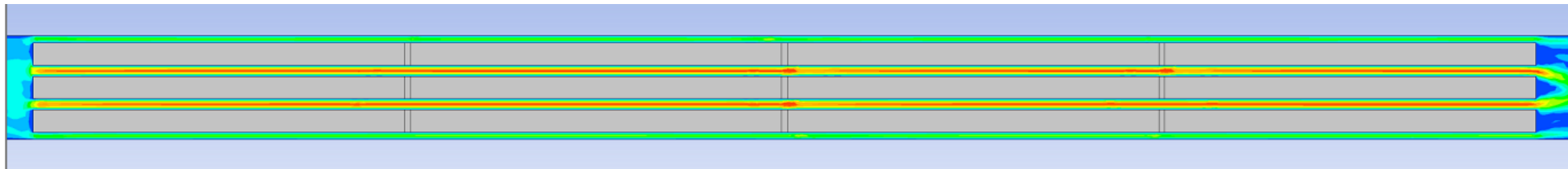


Figura 85 - Contornos de velocidade do sistema geral maior velocidade.

Através da análise dos gráficos da Figura 86, Figura 87 e Figura 88 é visível o impacto do aumento da velocidade. O carregamento mais rápido do PCM 1.1 foi através do uso da matriz com 26 alhetas e o caso geral modificado foi o que teve o carregamento mais lento, como se pode ver no gráfico da Figura 86. A diferença dos declives entre os dois casos (maior e menor velocidade) permite visualizar o impacto que o aumento de velocidade tem na transferência de calor e consequentemente no carregamento das placas, por mais pequeno que seja. Para a placa de PCM 1.4, a diferença de declives também é visível, mas a sua magnitude é muito inferior à da placa de PCM 1.1. O caso que permitiu o carregamento mais rápido foi o conjunto de matriz plana com 6-19-26-26 alhetas por placa. Como se mencionou anteriormente, para as simulações com menor velocidade, o caso que permitiu o carregamento da placa 1.4 mais rapidamente foi o K, porém, ao aumentar a velocidade, o mesmo não se sucedeu, sendo que, para as simulações de maior velocidade, o melhor caso foi o M1, logo seguido do L1. Isto permite concluir que a velocidade não só influencia a transferência de calor para as placas também como influencia a eficiência dos métodos de melhoria de transferência de calor. O caso só com matriz plana traduziu-se no carregamento mais lento, porém, superior a qualquer caso na área de secção anterior, conforme se pode ver no gráfico da Figura 86. Com base nestes resultados, é imperativo aumentar a velocidade para que o carregamento seja feito no tempo pretendido. Porém, dado que já ocorreu uma redução das dimensões e que estás já apresentam valor suficientemente baixos, que colocam o equipamento num nível de delicadeza dimensional, será necessário diminuir a massa de PCM, ao mesmo tempo que se atua na diminuição da secção de passagem, com o objetivo de se atingir a convergência entre carregamento mais rápido da maior massa possível com uma passagem de gases efetuada a uma velocidade mais elevada, que por consequência levar a uma menor redução de massa.

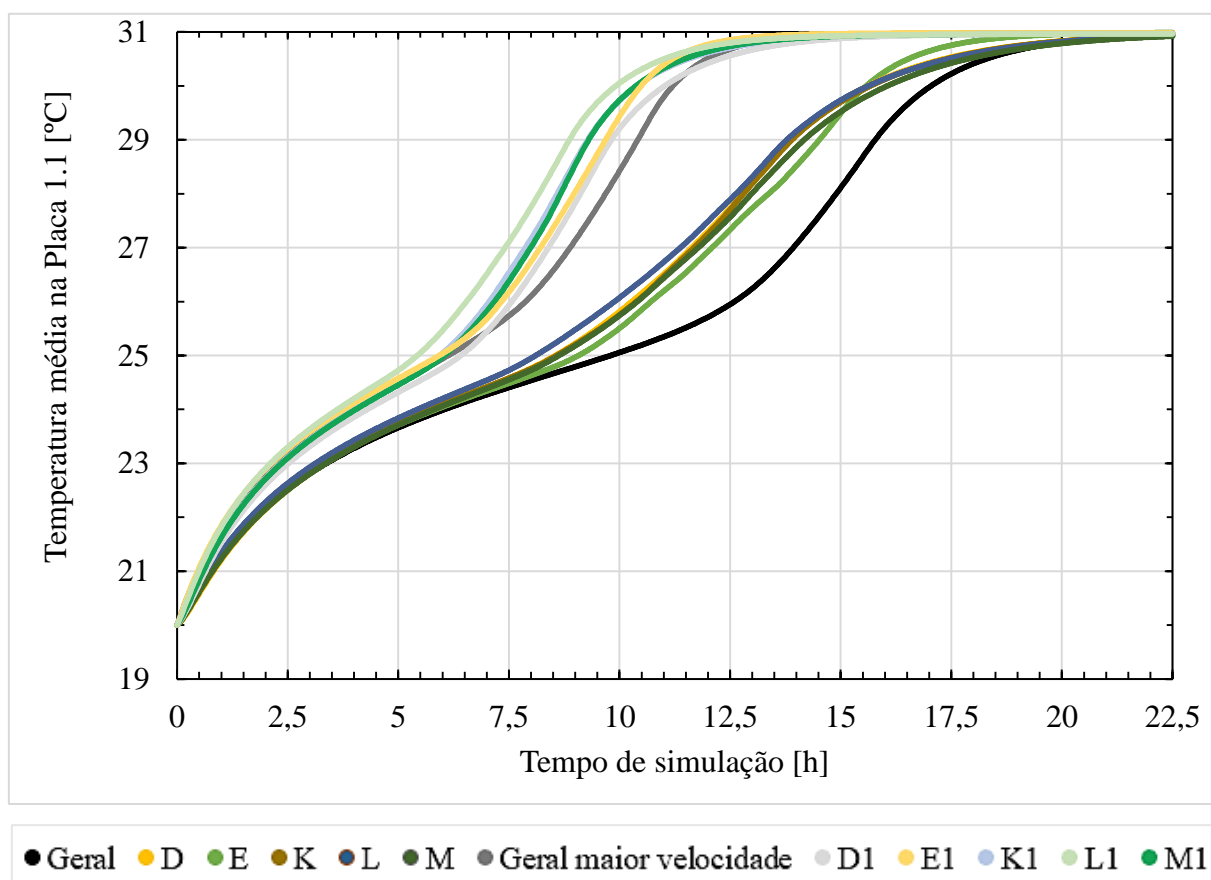


Figura 86 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.1 ao longo do tempo para várias geometrias.

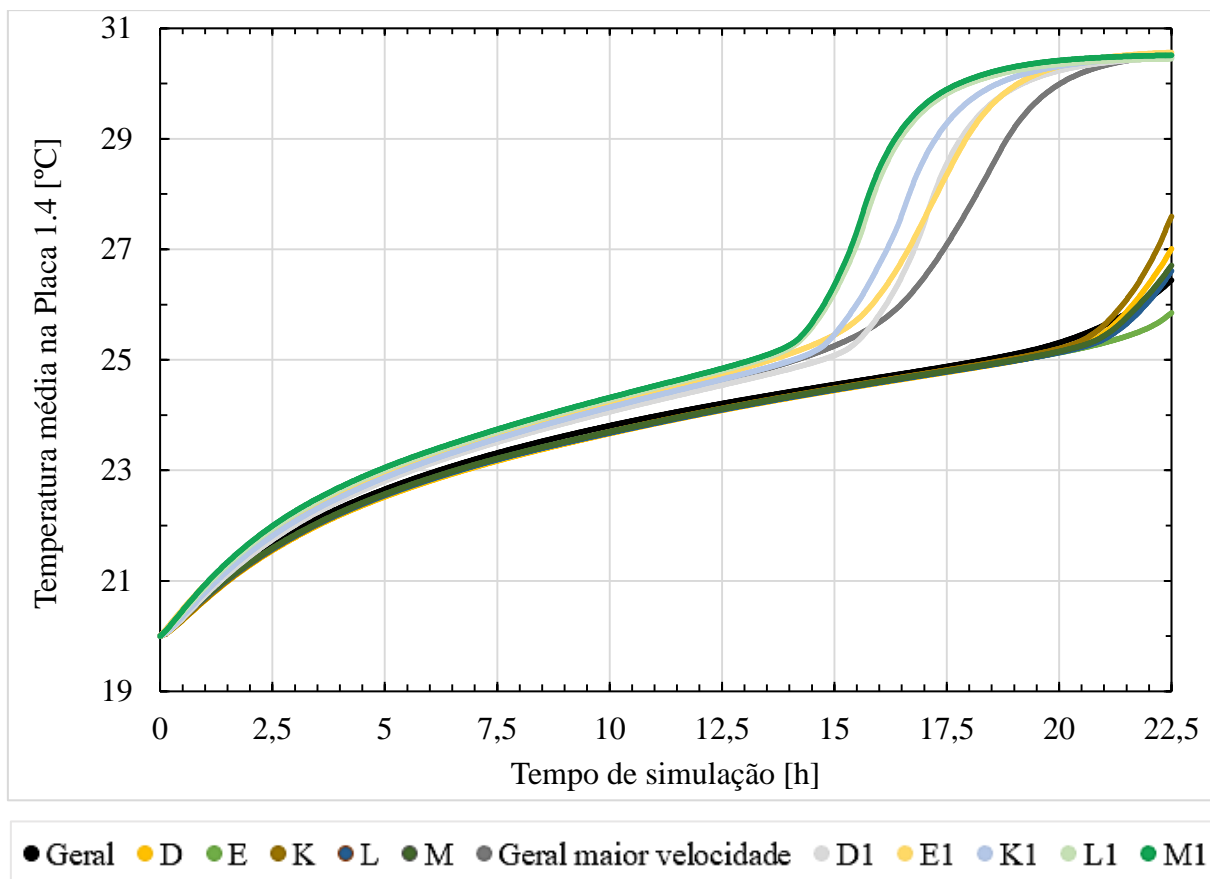


Figura 87 - Variação da temperatura média da placa de PCM 1.4 ao longo do tempo para várias geometrias.

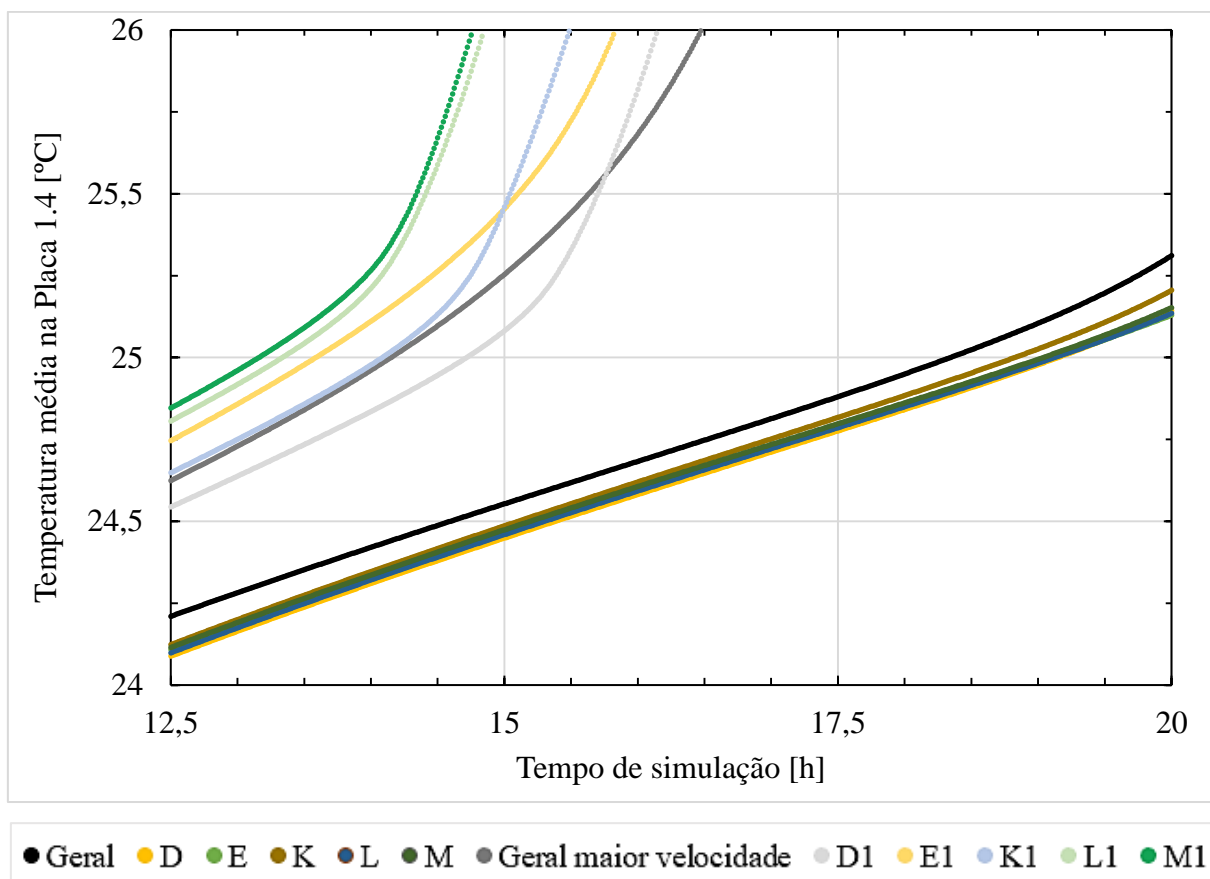


Figura 88 - Ampliação do gráfico anterior para a temperatura de mudança de fase do PCM de 25°C.

5.2.7 Redução de massa

A variação da velocidade mostrou resultados favoráveis, porém não suficientes para os objetivos em causa. Como tal foi necessário reduzir a massa previamente estipulada para que esta pudesse fundir completamente. Isto afetará o comportamento da unidade, uma vez que menos massa implica um menor armazenamento de energia. As consequências desta redução de massa serão analisadas mais à frente. Após algumas iterações, chegou-se a um valor final de 45,6 kg, para um sistema somente com a matriz plana central. A largura dos painéis (w) foi reduzida para 0,5 m (quando esta era 0,6 m) e a espessura de cada painel foi reduzida para 0,02 m (quando esta era inicialmente 0,03 m). O comprimento não sofreu modificações. Estes painéis com matriz plana apresentam uma fração de volume igual a 7,5%, pelo que a massa total disponível para carregar é de 42,2kg. Na Tabela 49 encontram-se os dois casos simulados. O índice 2 é respetivo à mudança da geometria, após redução da massa.

Tabela 49 - Casos simulados com redução de massa

| Caso | Nº de elementos | Fração ocupada [%] | Tempo até ao carregamento [h] |
|---------|-----------------|--------------------|-------------------------------|
| Geral 2 | 16244 | | 7,5 |
| D2 | 75750 | 7,5 | 7 |

5.3 Descarregamento da unidade - climatização da sala

Para simular o descarregamento da unidade, é necessário alterar as condições de fronteira. Na Tabela 50 encontram-se sumarizadas as novas condições de fronteira. Após a simulação inversa, em que a curva do c_p do PCM foi substituída pela curva do líquido, que se encontra na Figura 39 e agora ao invés de gases, entra ar novo do exterior a uma temperatura média exterior de 14,25°C para as duas horas de climatização, obtida a partir de um ficheiro climático para a zona de Vila Nova de Gaia [88]. Uma vez que a temperatura é uma variável do projeto e está dependente das condições atmosféricas do local, a simulação foi efetuada também para 5°C e 10°C, com o objetivo de se prever o seu comportamento para dias mais agrestes. O procedimento de análise da unidade neste funcionamento baseou-se no cálculo da temperatura média entre dois pontos em cinco posições, conforme se pode analisar pelo esquema da Figura 89. Esses pontos encontram-se entre cada uma das placas, no ponto central, sendo que o ponto 5, *outlet*, se encontra à saída da última placa e é esta a temperatura de descarga na sala.

Tabela 50 - Condições de fronteira do sistema na fase de descarregamento - climatização da sala

| Região | Condição de fronteira |
|---------------------------|---|
| <i>inlet</i> (entrada) | <i>velocity-inlet</i> : $v=2,0$ m/s; $T=287,4$ K (14,25;10;5°C) |
| <i>outlet</i> (saída) | <i>pressure-outlet</i> |
| Estrutura de EPP | convecção: $h=3$ W/(m·K) |
| Paredes de alumínio | <i>coupled</i> : espessura de 4 mm |
| Ligações de alumínio | <i>coupled</i> |
| Totalidade do equipamento | temperatura inicial: 298,15 K (25°C) |

Os resultados obtidos permitiram a ventilação da sala durante as 2h, para uma temperatura exterior de 14,25°C e 10°C como se pode ver no gráfico da Figura 90 e da Figura 91, a uma temperatura que se situa entre os 20°C e os 25°C, todavia, para uma temperatura exterior de 5°C, a ventilação só se pode dar durante 1 h e 51 min, como se pode visualizar pelo gráfico da Figura 92. Analisando na vertical, uma vez que para cada tempo a variação da temperatura do ar é dada do ponto 1 para o ponto *outlet*, que é a saída, é possível que, no início, o ar ao atravessar as placas mais quentes sofre o maior incremento de temperatura trocando calor com um maior gradiente de temperatura: o salto entre o ponto 1 e o ponto 2 é o maior, comparando ao salto do ponto 2 para 3 e do ponto 3 para o 4, sendo que estes pontos são equidistantes.

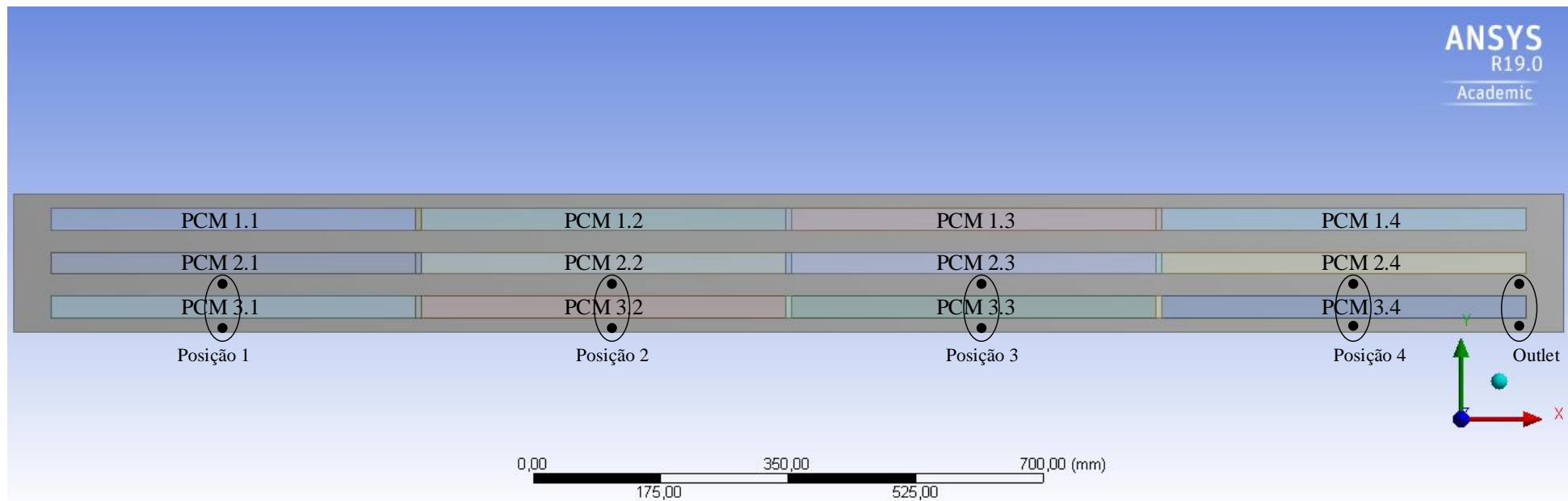


Figura 89 - Esquema de indicação da posição dos dois pontos, local de passagem, onde se considerou a média da temperatura.

Progressivamente, a troca de calor entre as primeiras placas vai sendo menor, devido ao inerente descarregamento dos painéis. Após as 2h de funcionamento, e analisando os contornos da Figura 93, é possível constatar que as últimas placas ainda contêm energia armazenada, indicando que a climatização poder-se-ia ter efetuado durante mais algum tempo, se necessário. Esta ideia é suportada com a tendência da curva *outlet*, no gráfico da Figura 90. Por outro lado, também é possível concluir que a utilização de uma temperatura de 20°C em regime permanente, na simulação do carregamento pode não traduzir a realidade dos resultados, uma vez que é possível constatar uma temperatura inferior a este valor nos contornos de temperatura nos painéis. De qualquer das formas, o impacto de diminuir esta temperatura na simulação é reduzido, uma vez que até 20°C, o aquecimento do PCM é sensível e requer pouca energia. A principal explicação para o facto da ventilação ter ocorrido durante as 2h praticamente nos três casos, sendo que o último, com uma temperatura exterior de 5°C só conseguiu climatizar durante 1 h 51 min (intersecção com a reta a preto no gráfico da Figura 92) deve-se, em parte, para o primeiro caso, à elevada temperatura, atípica da estação fria, retirada do ficheiro climático [88], contudo, a razão principal é a diferença entre climatização interior e necessidades térmicas da sala. As necessidades térmicas da sala correspondem à potência (ou energia), presentes na Tabela 13, que a sala tem de receber para que a sua temperatura interior se encontre sempre acima de 20°C, valor limite definido para que os ocupantes se encontrem confortáveis. Na primeira hora, a sala tinha de receber 6036 kJ e na segunda hora 6113 kJ. Na realidade, a energia que a sala recebeu pode ser obtida fazendo o integral da curva *outlet* nos gráficos da Figura 90, Figura 91 e da Figura 92. Isto é, o que vai aquecer a sala vai ser a energia sensível do ar de climatização que se encontra acima de 20°C. Para melhor compreensão, os valores da energia que o ar de climatização forneceu à sala encontram-se calculados na Tabela 51. Como se pode constatar, a unidade/permutador só consegue fornecer uma parcela de carga térmica à sala. Antes de se proceder a uma análise mais profunda, é necessário referir que não é possível conhecer qual a temperatura média exterior presente no ficheiro climático utilizado no *EnergyPlus* [52], e como tal não se sabe a que temperatura exterior corresponde a carga térmica necessária e obtida para o dia 21 de dezembro em estudo. Porém, quanto mais fria for a temperatura exterior, maior serão as perdas pela envolvente e consequentemente maior será a carga térmica necessária a fornecer à sala, pelo que não se deve comparar os valores das potência obtidos e presentes na Tabela 51 aos valores obtidos pelo *EnergyPlus* [52], nomeadamente 6036 kJ e 6113 kJ. Não obstante, independentemente do valor da temperatura exterior utilizado na simulação, é possível admitir que a carga térmica fornecida pelo caudal de 450m³/h é sempre inferior aos valores base, nomeadamente 6036 kJ e 6113 kJ, cujo dimensionamento foi baseado.

Tabela 51 - Carga térmica que o caudal aquecido na unidade/permutador forneceu à sala

| T_{ext} [°C] | \bar{T}_{med} 1ª hora [°C] | \bar{T}_{med} 2ª hora [°C] | Q_{1h} [kJ] | Q_{2h} [kJ] |
|----------------|------------------------------|------------------------------|---------------|---------------|
| 14,25 | 23,99 | 23,31 | 2183 | 1813 |
| 10 | 23,58 | 22,27 | 1960 | 1245 |
| 5 | 23,23 | 21,15 | 1769 | 632,1 |

Isto permite concluir que, para que a carga térmica seja assegurada, ou o caudal de ventilação teria de ser superior, o que para o primeiro e segundo caso (14,25°C e 10°C, respetivamente) permitiria obter uma maior carga térmica, uma vez que ainda existe energia térmica armazenada (embora nunca se atingisse os valores de 6036 kJ e 6113 kJ), no final das duas horas, ou a temperatura de aquecimento do ar exterior teria de ser superior, o que neste caso não era possível uma vez que esta temperatura está limitada à temperatura de mudança de fase da parafina RT25 escolhida.

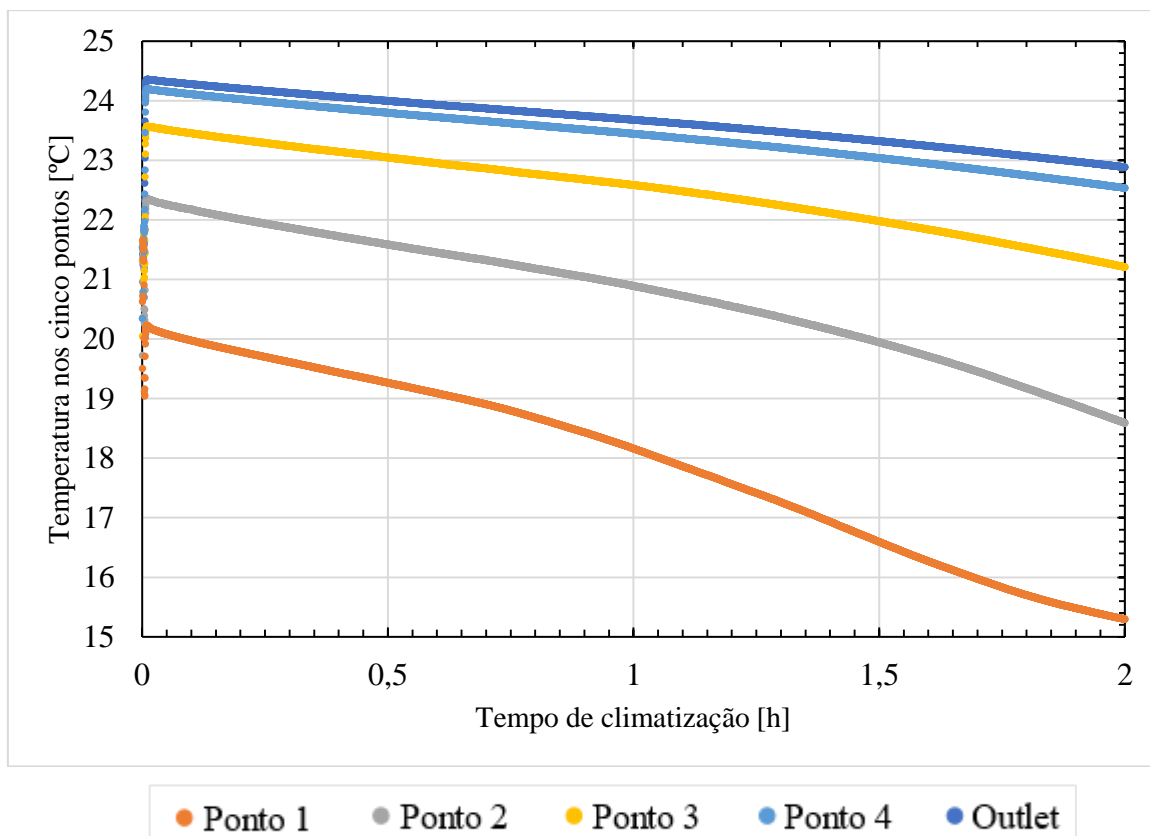


Figura 90 - Variação da temperatura do ar exterior nos cinco pontos ao longo do equipamento para uma temperatura exterior de 14,25°C.

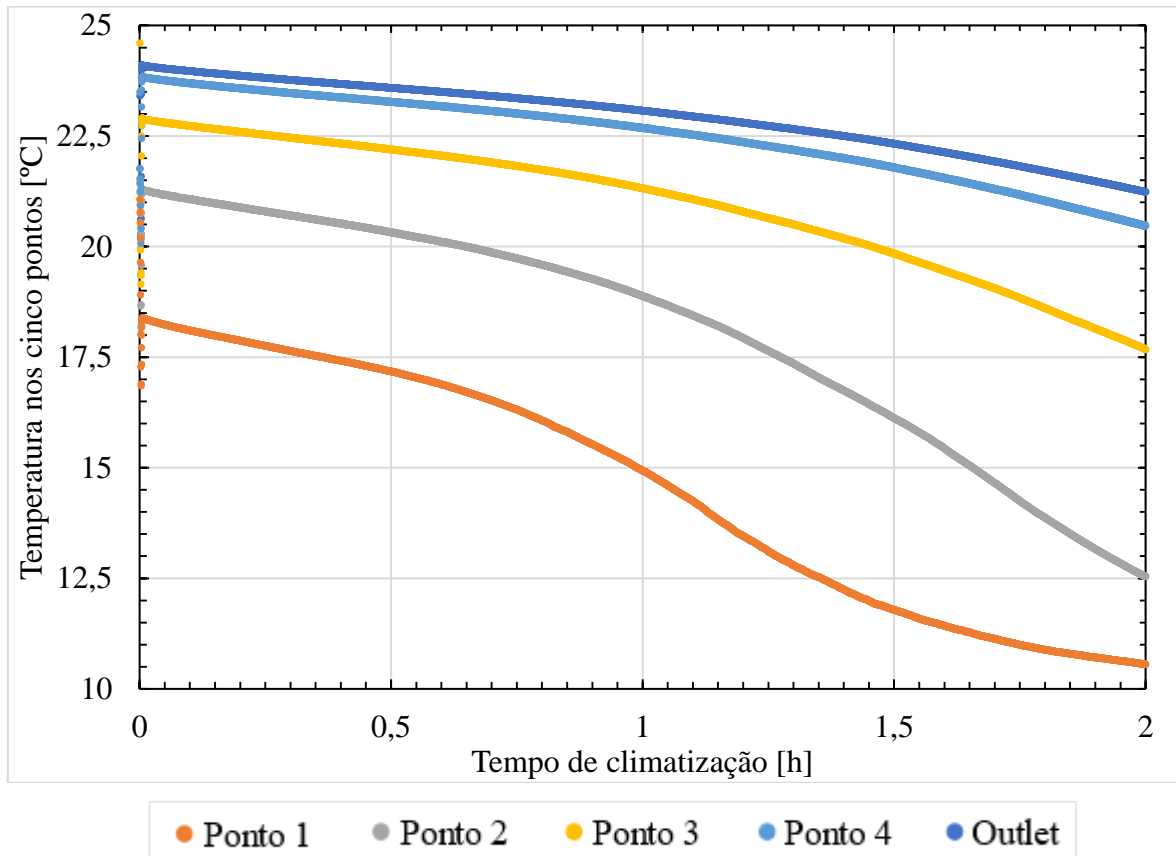


Figura 91 - Variação da temperatura do ar exterior nos cinco pontos ao longo do equipamento para uma temperatura exterior de 10°C.

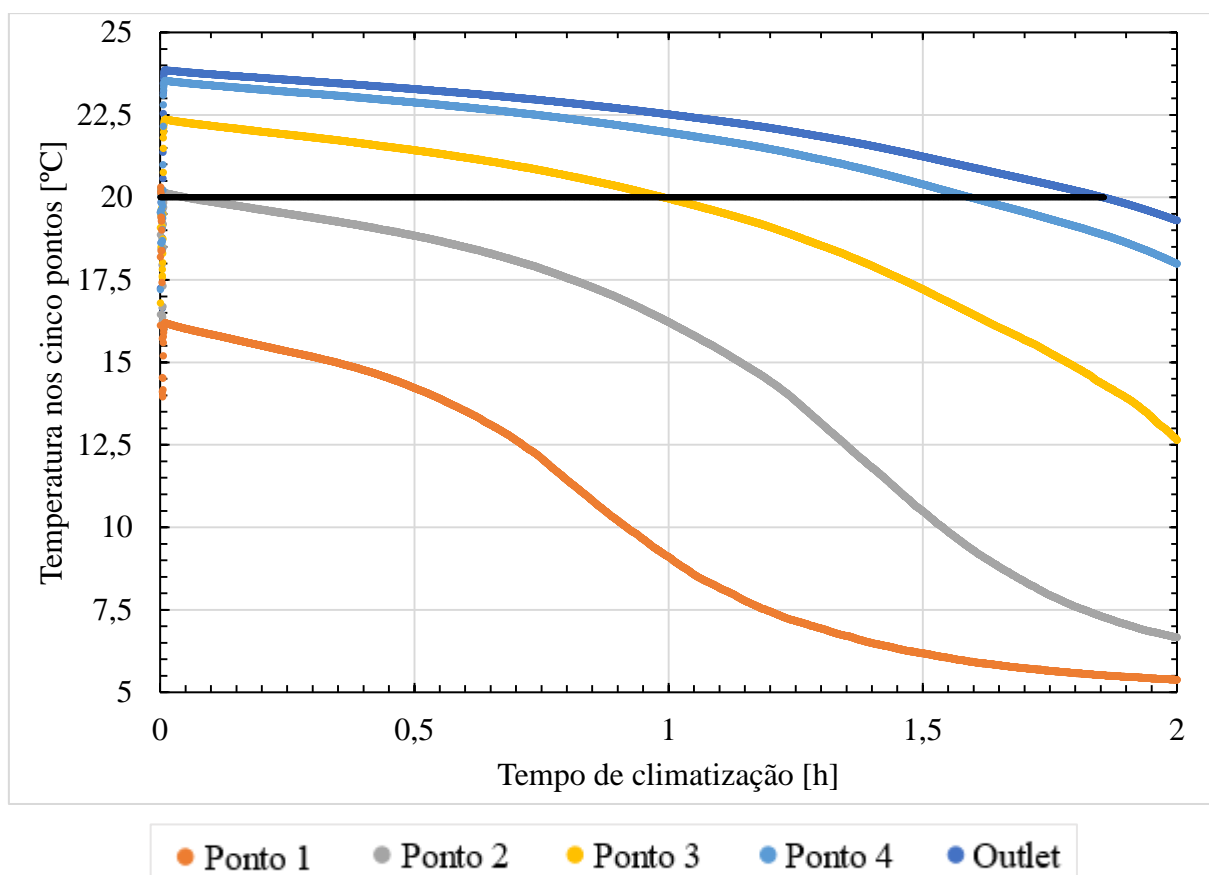


Figura 92 - Variação da temperatura do ar exterior nos cinco pontos ao longo do equipamento para uma temperatura exterior de 5°C.

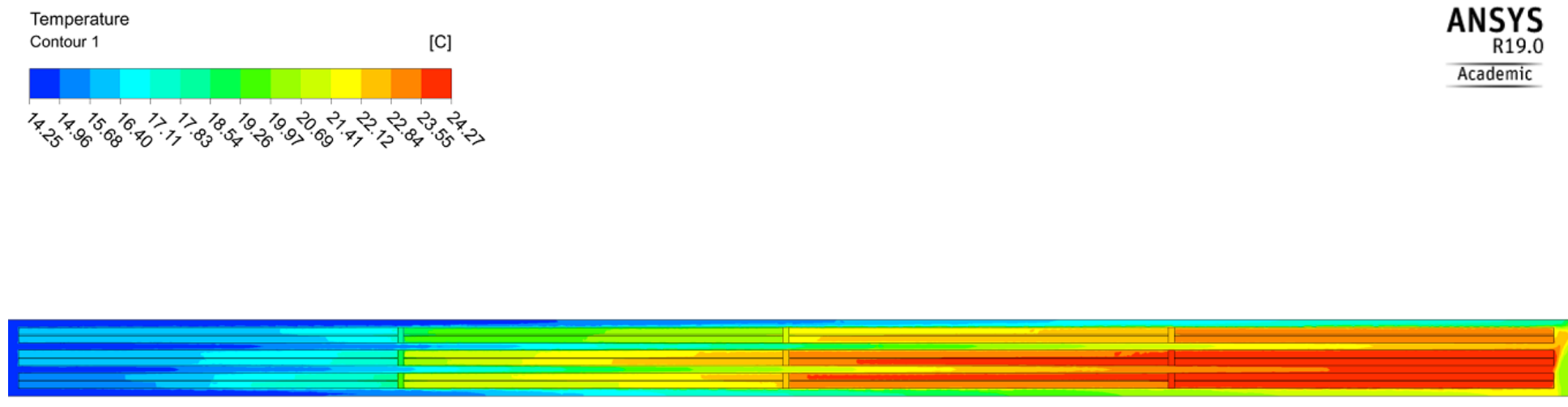


Figura 93 - Contornos de temperatura da unidade após as 2h de climatização da sala. Temperatura exterior de 14,25°C.

Conclusões

Esta dissertação tinha como principal objetivo a conceção de uma unidade de armazenamento de energia térmica para utilização de calor residual proveniente de gases de uma caldeira de condensação, na climatização de uma sala de formação com uma ocupação média de quinze pessoas. Tendo finalizado os testes e discutido os resultados, chegou-se às seguintes conclusões:

- O calor residual da caldeira de condensação, mesmo estando a baixas temperaturas, pode ser recuperado e armazenado;
- As variáveis de projeto que mais influência têm nos resultados do carregamento dos painéis de PCM são a temperatura da fonte de calor, a velocidade do escoamento e a espessura dos painéis;
- A aplicação de técnicas de melhoria de transferência de calor, nomeadamente matrizes interiores e alhetas permite uma diminuição do tempo de carregamento da unidade de armazenamento, mas encontra-se limitada pelas variáveis de projeto acima mencionadas;
- A variação da velocidade como variável de projeto provoca melhorias na aplicação de diversas técnicas, isto é, para uma certa técnica, o efeito de aumentar a velocidade pode ser mais significativo do que para uma outra técnica específica;
- A massa inicialmente estipulada de 82 kg não pôde ser completamente carregada tendo por base o calor total teórico que poderia ser aproveitado, sendo somente uma parte respetiva a 51,5% da sua massa teórica aproveitada para o armazenamento;
- Foi possível armazenar calor suficiente para fundir 42,2 kg de PCM com o permutador de calor, isto após a redução das suas dimensões, nomeadamente espessura e largura dos painéis e o espaço entre painéis e com recurso a uma matriz plana no seu interior,
- O estudo intensivo de técnicas de melhoria, especialmente as alhetas, acabaram por não ser aplicadas uma vez que após redução da massa, a utilização de uma matriz plana, para o sistema final, permitiu obter o carregamento no tempo de sete horas pretendido;
- Através dos 42,2 kg de PCM, foi possível renovar o ar da sala durante as duas horas pretendidas, a uma temperatura entre 20°C e 25°C quando a temperatura do ar exterior era 10°C, e durante 1h e 51 min quando a temperatura exterior era de 5°C;
- Na fase de descarregamento, as variáveis críticas são a temperatura e velocidade de entrada, uma vez que esta influencia diretamente a temperatura do ar à saída da unidade/permutador de calor, que será posteriormente insuflada na sala;
- Embora o ar de renovação se encontra a uma temperatura de conforto, este não é suficiente para suprimir as necessidades térmicas da sala, uma vez que o valor da carga térmica do ar de renovação é sempre inferior às necessidades térmicas da sala, o que implica que, no seu funcionamento autónomo, a sala começaria a arrefecer devido às perdas térmicas para o exterior. Como tal, é necessário um equipamento externo para aquecer a sala, já que o permutador, por si só, não é autossuficiente.

Perspetivas de trabalhos futuros

Após a realização deste trabalho, ficou por analisar as perdas de cargas existentes no permutador, que necessitariam da instalação de um ventilador, que foi mencionado ter de existir, porém não foi dimensionado. Por outro lado, não se estudou a qualidade do ar interior nomeadamente a colocação de filtros de poeiras ou outro equipamento que efetuasse o tratamento do ar. Posteriormente estas nuances teriam de ser estudadas.

Finalmente e tão importante, a análise económica. Seria necessário estudar o impacto económico da instalação da unidade e qual os seus custos de funcionamento para comparar à solução pré-existente.

Referências

- [1] Agency, I.E. *Energy Policies of IEA Countries: Portugal 2016 Review*. 2017. 162.
- [2] Sousa, J.E.A.d., *Matriz energética do Porto - Resultados preliminares*, A.-A.d.e.d. Porto, Editor. 2013.
- [3] Agency, I.E., *Tracking Clean Energy Progress 2017*. 2017, International Energy Agency. p. 116.
- [4] Ceres, *A FRAMEWORK FOR 2 DEGREES SCENARIO ANALYSIS: A Guide for Oil and Gas Companies and Investors for Navigating the Energy Transition*. 2016, Ceres. p. 52.
- [5] Diário da República - 1ª série - nº 159, *Decreto-Lei nº 118/2013 de 20 de agosto*. 2013, Ministério da Economia e do Emprego: Lisboa.
- [6] *Caracterização do projeto EcoTermIP - Promoção da Utilização Racional de Energia Térmica e Integração de Tecnologias com Base em Energias Renováveis na Indústria Portuguesa*. 2017. p. 100.
- [7] ISQ, G. *SOBRE NÓS Engenharia Especializada ao serviço do seu Projecto*. 2018 [22/03/2018]; Disponível de: <http://www.isq.pt/sobre-nos/>.
- [8] Portal da Construção. *ISQ - Instituto de Soldadura e Qualidade*. 2018 [22/03/2018]; Disponível de: <https://www.oportaldaconstrucao.com/empresa/1290/isq--instituto-de-soldadura-e-qualidade/>.
- [9] Alva, G., Y. Lin, e G. Fang, *An overview of thermal energy storage systems*. Energy, 2018. **144**: p. 341-378.
- [10] Agency, I.E. *Technology Roadmap: Energy Storage*. 2014. 64.
- [11] Therminol®. *Product Information Therminol® VP-1 Heat Transfer Fluid*. 2018 [10/03/2018]; Disponível de: <https://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>.
- [12] ARTEBEL, S.A., *BLOCO BETÃO DECLARAÇÃO DE CONFORMIDADE*, artebel, Editor. 2009.
- [13] Fallahi, A., et al., *Review on solid-solid phase change materials for thermal energy storage: Molecular structure and thermal properties*. Applied Thermal Engineering, 2017. **127**: p. 1427-1441.
- [14] Facts, G. *Natural Organic Matter*. 2007 [15/03/2018]; Disponível de: <http://www.greenfacts.org/glossary/mno/natural-organic-matter-NOM.htm>.
- [15] NASA. *NASA Goddard Instrument Makes First Detection of Organic Matter on Mars*. 2014 [15/03/2018]; Disponível de: <https://www.nasa.gov/content/goddard/mars-organic-matter>.
- [16] Sharma, A., et al., *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(2): p. 318-345.
- [17] Dinçer, I., *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*. 2011: Wiley.
- [18] Hasnain, S.M., *Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: Heat Storage Materials and techniques*. Vol. 39. 1998. 1127-1138.
- [19] GmbH, R. *PCM RT-LINE*. 2018 [10/03/2018]; Disponível de: <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/organische-pcm-rt>.
- [20] Sigma-Aldrich®. *Sigma-Aldrich Chemistry*. 2018 [15/03/2018]; Disponível de: <https://www.sigmaaldrich.com/chemistry.html>.

- [21] Morais Da Silveira, A., I. Dal-Ri, e R. Oliveski, *ANÁLISE DA FUSÃO DO PCM ÁCIDO LÁURICO EM CAVIDADE RETANGULAR COM ALETA HORIZONTAL*. Vol. 8. 2018.
- [22] Mendes, J.F.J., António; Giestas, Margarida Canedo; Horta, Pedro; Brites, Maria João, *Armazenamento de Energia Solar Térmica*. LNEG, 2010.
- [23] Höhle, S., A. König-Haagen, e D. Brüggemann, *Thermophysical Characterization of MgCl(2)·6H(2)O, Xylitol and Erythritol as Phase Change Materials (PCM) for Latent Heat Thermal Energy Storage (LHTES)*. Materials, 2017. **10**(4): p. 444.
- [24] Sun, Q., et al., *Thermal properties of polyethylene glycol/carbon microsphere composite as a novel phase change material*. 2017.
- [25] Britannica, T.E.o.E. *Inorganic compound*. 2015 [13/03/2018]; Disponível de: <https://www.britannica.com/science/inorganic-compound>.
- [26] Iten, M. e S. Liu, *A work procedure of utilising PCMs as thermal storage systems based on air-TES systems*. Energy Conversion and Management, 2014. **77**: p. 608-627.
- [27] Mehling, H. e L.F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications*. 2008: Springer Berlin Heidelberg.
- [28] Britannica, T.E.o.E. *Nucleation*. 2014 [20/03/2018]; Disponível de: <https://www.britannica.com/science/inorganic-compound>.
- [29] Miró, L., et al., *Health hazard, cycling and thermal stability as key parameters when selecting a suitable phase change material (PCM)*. Thermochimica Acta, 2016. **627-629**: p. 39-47.
- [30] Gasia, J.M., M.; Solé, A.; Barreneche, C.; Cabeza, L.F., *Phase Change Material Selection for Thermal Processes Working under Partial Load Operating Conditions in the Temperature Range between 120 and 200 °C*. Applied Sciences, 2017.
- [31] Tang, L.-S., et al., *Polyethylene glycol/graphene oxide aerogel shape-stabilized phase change materials for photo-to-thermal energy conversion and storage via tuning the oxidation degree of graphene oxide*. Energy Conversion and Management, 2017. **146**: p. 253-264.
- [32] Castellón, C., et al., *Compatibility of plastic with phase change materials (PCM)*. International Journal of Energy Research, 2011. **35**(9): p. 765-771.
- [33] M., R.L., *Environmental stress cracking: A review*. Polymer Engineering & Science, 2013. **53**(3): p. 453-467.
- [34] Velraj, R., et al., *HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN A LATENT HEAT STORAGE SYSTEM* Paper presented at the ISES Solar World Congress, Taejeon, South Korea, 24–29 August 1997.1. Solar Energy, 1999. **65**(3): p. 171-180.
- [35] Mishra, M., *Handbook of Encapsulation and Controlled Release*. 2015: CRC Press.
- [36] Khan, Z., Z. Khan, e A. Ghafoor, *A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility*. Energy Conversion and Management, 2016. **115**: p. 132-158.
- [37] Lin, Y., et al., *Review on thermal conductivity enhancement, thermal properties and applications of phase change materials in thermal energy storage*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018. **82**: p. 2730-2742.
- [38] Wang, W., et al., *Analytical design of effective thermal conductivity for fluid-saturated prismatic cellular metal honeycombs*. Theoretical and Applied Mechanics Letters, 2016. **6**(2): p. 69-75.

- [39] Andreozzi, A., et al., *Solar Energy Latent Thermal Storage by Phase Change Materials (PCMs) in a Honeycomb System*. Thermal Science and Engineering Progress, 2018.
- [40] A Bauer, C. e R. A Wirtz, *Thermal characteristics of a compact, passive thermal energy storage device*. Vol. 366. 2000.
- [41] Bentilla, E.W.K., L. E. Sterrett, R. F., *Research and development study on thermal control by use of fusible materials*. 1966. p. 179.
- [42] Py, X., R. Olives, e S. Mauran, *Paraffin/porous-graphite-matrix composite as a high and constant power thermal storage material*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001. **44**(14): p. 2727-2737.
- [43] Mehling, H., S. Hiebler, e F. Ziegler, *Latent heat storage using a PCM-graphite composite material*. 2000.
- [44] Liu, L., et al., *Thermal conductivity enhancement of phase change materials for thermal energy storage: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **62**: p. 305-317.
- [45] Brasil, B. *Cientistas desenvolvem 'peneira' de grafeno que transforma água do mar em potável*. 2017.
- [46] Mahdi, J.M. e E.C. Nsofor, *Solidification enhancement of PCM in a triplex-tube thermal energy storage system with nanoparticles and fins*. Applied Energy, 2018. **211**: p. 975-986.
- [47] Hamada, Y., W. Ohtsu, e J. Fukai, *Thermal response in thermal energy storage material around heat transfer tubes: effect of additives on heat transfer rates*. Solar Energy, 2003. **75**(4): p. 317-328.
- [48] Mariano, A., et al., *Co3O4 ethylene glycol-based nanofluids: Thermal conductivity, viscosity and high pressure density*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015. **85**: p. 54-60.
- [49] GmbH, R. *MACROENCAPSULATION - CSM*. 2018 [05/04/2018]; Disponível de: <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/makroverkaspelung-csm>.
- [50] GmbH, R. *MICROENCAPSULATION*. 2018 [05/04/2018]; Disponível de: <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/makroverkaspelung-csm>.
- [51] Daikin, *Catálogo de unidades ventilo-convectoras*. 2012.
- [52] EnergyPlus, *EnergyPlus™*. 2017.
- [53] Google, *SketchUp Pro*. 2017.
- [54] Software, B.L., *Euclid*.
- [55] WOLF, *Technical documentation - Gas fired condensing boilers ComfortLine*. 2015. p. 10.
- [56] Galp. *O que é o Gás Natural?* 2018 [08/04/2018]; Disponível de: <http://galpgasnaturaldistribuicao.pt/gas-natural/o-que-e>.
- [57] F-Chart Software, L., *EES - Engineering Equation Solver*. 2017.
- [58] R. Wilke, C., *A Viscosity Equation for Gas Mixtures*. Vol. 18. 1950. 517-519.
- [59] Krieger, F.J., *Calculation of the Viscosity of Gas Mixtures*. Santa Monica CA: RAND Corporation, 1951.
- [60] Alkandry, H., I. D. Boyd, e A. Martin, *Comparison of Transport Properties Models for Flowfield Simulations of Ablative Heat Shields*. Vol. 28. 2014. 569-582.

- [61] Peterson, P., V. E. Schrock, e T. Kageyama, *Diffusion Layer Theory for Turbulent Vapor Condensation With Noncondensable Gases*. Vol. 115. 1993. 998-1003.
- [62] Perujo, M.P., *Condensation of Water Vapor and Acid Mixtures from Exhaust Gases*. 2005.
- [63] Cussler, E.L., *Diffusion: Mass Transfer in Fluid Systems*. 2009: Cambridge University Press.
- [64] Armacell®, *Condução e controlo de fluidos*, Armacell®, Editor. 2014, Grupo Pinto & Cruz. p. 4.
- [65] Ashrae, *ASHRAE Handbook 2017: Fundamentals I-P and SI Editions*. 2017: ASHRAE.
- [66] PubChem, *PubChem Compound Database; CID=8193; Lauryl Alcohol*. 2018, National Center for Biotechnology Information.
- [67] GmbH, R., *Data sheet RT25*, R.T. GmbH, Editor. 2016.
- [68] EUROPEIA, P.E.E.O.C.D.U., *REGULAMENTO (CE) N.º 1272/2008 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 16 de Dezembro de 2008 relativo à classificação, rotulagem e embalagem de substâncias e misturas, que altera e revoga as Directivas 67/548/CEE e 1999/45/CE, e altera o Regulamento (CE) n.º 1907/2006*. 2008.
- [69] Iten, M., et al., *Investigating the impact of Cp-T values determined by DSC on the PCM-CFD model*. Applied Thermal Engineering, 2017. **117**: p. 65-75.
- [70] Al-Abidi, A.A., et al., *Internal and external fin heat transfer enhancement technique for latent heat thermal energy storage in triplex tube heat exchangers*. Applied Thermal Engineering, 2013. **53**(1): p. 147-156.
- [71] Baby, R. e C. Balaji, *Thermal optimization of PCM based pin fin heat sinks: An experimental study*. Applied Thermal Engineering, 2013. **54**(1): p. 65-77.
- [72] Limited., G.D., *CES Edupack*. 2017.
- [73] (BPF), B.P.F. *Expanded Polypropylene (EPP)*. 2018 [05/05/2018]; Disponível de: http://www.bpf.co.uk/plastipedia/polymers/Expanded_Polypropylene_EPP.aspx.
- [74] ARPRO. *Isolamento*. 2018 [06/05/2018]; Disponível de: <http://www.arpro.com/pt/applications/insulating.php>.
- [75] ARPRO, *Typical Physical Properties*, JSP, Editor. 2018.
- [76] ANSYS, I., *Ansys Fluent*. 2018.
- [77] Halawa, E. e W. Saman, *Thermal performance analysis of a phase change thermal storage unit for space heating*. Renewable Energy, 2011. **36**(1): p. 259-264.
- [78] Iten, M., S. Liu, e A. Shukla, *Experimental study on the thermal performance of air-PCM unit*. Building and Environment, 2016. **105**: p. 128-139.
- [79] Liu, S., M. Iten, e A. Shukla, *Numerical study on the performance of an air—Multiple PCMs unit for free cooling and ventilation*. Energy and Buildings, 2017. **151**: p. 520-533.
- [80] Dutil, Y., et al., *A review on phase-change materials: Mathematical modeling and simulations*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(1): p. 112-130.
- [81] S. Carslaw, H. e J. C. Jaeger, *Conduction of Heat in SolidS*. Vol. -1. 1959.

- [82] Iten, M., S. Liu, e A. Shukla, *Experimental validation of an air-PCM storage unit comparing the effective heat capacity and enthalpy methods through CFD simulations*. Energy, 2018. **155**: p. 495-503.
- [83] Team, L.C. *Tips & Tricks: Convergence and Mesh Independence Study*. 2012 [12/06/2018]; Disponível de: <https://www.computationalfluidynamics.com.au/convergence-and-mesh-independent-study/>.
- [84] SHARCNet™. 7.2.1 *Using Flow Boundary Conditions*. 2006 [20/06/2018]; Disponível de: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node216.htm>.
- [85] Rumsey, C. *The Langtry-Menter 4-equation Transitional SST Model*. 2017 [20/06/2018]; Disponível de: https://turbmodels.larc.nasa.gov/langtrymenter_4eqn.html.
- [86] SHARCNet™. 1.1.1 *Single-Precision and Double-Precision Solvers*. 2006 [20/06/2018]; Disponível de: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node11.htm>.
- [87] SHARCNet™. 25.17.1 *User Inputs for Time-Dependent Problems*. 2006 [20/06/2018]; Disponível de: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node1042.htm#sec-time-inputs>.
- [88] LNEG, *SolTerm 5*. 2017.
- [89] Gonçalves, D.F.P., *Impacto da influência de um Sistema de Gestão Técnica Centralizada na redução dos custos de exploração de um edifício*, in *Departamento de Engenharia Mecânica*. 2014, ISEP.
- [90] Moran, M.J., et al., *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 2010: Wiley.
- [91] Bergman, T.L., A.S. Lavine, e F.P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*. 2011: John Wiley & Sons, Incorporated.
- [92] Dirker, J. e J. Meyer, *Convective Heat Transfer Coefficients in Concentric Annuli*. Vol. 26. 2005. 38-44.
- [93] Nellis, G. e S. Klein, *Heat Transfer*. 2008: Cambridge University Press.
- [94] Miller, R.W., *Flow Measurement Engineering Handbook*. 1996: McGraw-Hill Education.
- [95] White, F.M., *Fluid Mechanics*. 2003: McGraw-Hill.

Anexos

Anexo A - Utilização do EnergyPlus e definição da envolvente da sala

O menu encontra-se dividido em várias áreas. Na primeira área, *Location and Climate*, (local e clima), o primeiro parâmetro a definir é o *Sizing Period*, onde se estipula que o cálculo da carga térmica necessária é para um dia específico, que represente a média das necessidades dos meses mais frios. Como a unidade de PCMs é um auxílio que está dependente de fatores como disponibilidade da fonte de calor, que influencia os tempos de carregamento e descarregamento, número de pessoas na sala, procura-se que esta permita satisfazer as necessidades de uma grande percentagem dos dias, ao invés de satisfazer as necessidades de todos os dias, incluindo os mais críticos, que tenderiam a sobredimensionar o equipamento. Por isso, a análise focou-se ao longo dos meses de dezembro e janeiro, mais tarde procedendo-se à análise do dia específico que representa a média de uma grande percentagem dos dias destes dois meses. No parâmetro *Run Period Control: Special Days* são definidos os feriados portugueses, em que o edifício se encontra fechado e não são dadas formações. Na segunda área, *Schedules*, (horário), são definidos os horários de funcionamento da sala, para os diversos meses do ano, e também os horários em que esta não se encontra em utilização. O horário de funcionamento da sala coincidiu com o horário de abertura do EcoTermoLab, que é das 9h00 até 13h e das 14h00 às 18h00 durante os dias úteis e 9h00 às 13h00 ao sábado. A próxima área, *Surface Construction Elements*, (elementos de construção da envolvente), é inerente à definição da construção da envolvente do edifício: paredes, janelas, cobertura e pavimento. Para tal foi disponibilizado um relatório sobre o Edifício do EcoTermoLab, a Ficha Técnica da Sala E4 e uma tese de mestrado que analisou o edifício [89]. Na Tabela A 1, Tabela A 2, Tabela A 3 e Tabela A 4 encontram-se as descrições da envolvente da sala E4. No *software*, para cada elemento são especificados espessura, condutibilidade térmica, massa volúmica e o calor específico. Nos elementos sem massa, como a convecção no interior e exterior, e as caixas de ar, são inseridas nos seus parâmetros específicos.

No parâmetro seguinte, *Construction*, para cada elemento da sala, nomeadamente paredes, pavimento, etc., são especificadas as várias camadas constituintes que se encontram na Tabela A 1, Tabela A 2, Tabela A 3 e Tabela A 4. A partir daí, o software reconhece a construção dos diversos constituintes da envolvente. O próximo passo consiste em atribuir a cada superfície o respetivo elemento previamente contruído no último parâmetro. Isto é conseguido na área *Thermal Zones and Surfaces*, nos parâmetros *Building Surface: Detailed*, para as paredes, pavimento e teto, e *Fenestration Surface: Detailed*, para as duas janelas. Na área *Internal Gains* não foi especificado nem *People* nem *Lights*, (ocupação e ganhos internos devido à luminância) pela razão do conceito de *Winter Design Day*, embora se tenha definido a análise para os meses de dezembro e janeiro. A próxima área, *Zone Airflow*, nomeadamente o parâmetro *Zone Infiltration: Design Flow Rate* é responsável pela especificação do caudal de ventilação da sala, em renovações por hora. O valor escolhido foi de 450 m³/h, equivalente a uma lotação de 15, uma vez que a composição da turma é variável e geralmente não ultrapassa este valor. Na área seguinte, *HVAC Templates*, no parâmetro *HVAC Template: Thermostat*, são definidos o *setpoints* para o aquecimento e arrefecimento e no parâmetro *HVAC Template: Ideal Loads Air System*, é atribuído à sala os *setpoints* previamente definidos para os horários de funcionamento outrora igualmente definidos. As temperaturas máxima de aquecimento e mínima de arrefecimento são também especificadas, tal como a máxima humidade absoluta permitida no aquecimento. Os restantes valores não foram modificados, sendo utilizados os valores padrão do software. Finalmente, a última área é *Outputs*, e no parâmetro *Output: Variable* é escolhida a variável *Zone Ideal Loads Zone Total Heating Rate*, para uma *Reporting Frequency* horária. Ao utilizar esta variável, é possível obter a potência de aquecimento necessária para cada hora dos dois meses mais frios: dezembro e janeiro. Este será o ponto de partida que mais tarde permitirá estimar a massa de PCM necessária, nesse dia, para que a unidade de armazenamento

consiga climatizar a sala com total independência. Para iniciar a simulação, utilizou-se um ficheiro de dados climáticos do Porto, existente e disponível no *website* do software *EnergyPlus* 8.8.0 [52]. Os dados do ficheiro climático são referentes ao período 1982-1999, que se dista da atualidade, mas é o único acessível.

Tabela A 1 - Valores dos componentes da parede interior em contacto com fração autónoma do edifício adjacente

| Descrição | Espessura [m] | Condutibilidade térmica [W/(m·°C)] | Resistência térmica [(m²·°C)/W] |
|------------------------------------|---------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Convecção no exterior (Rse) | | | 0,13 |
| Reboco exterior | 0,025 | 1,3 | 0,0192 |
| Bloco de betão | 0,2 | | 0,3 |
| Reboco interior | 0,02 | 1,3 | 0,015 |
| Convecção no interior (Rsi) | | | 0,13 |
| Resistência térmica total | | | 0,59 |
| Coeficiente de transmissão térmica | | | 1,68 |

Tabela A 2 - Valores dos componentes da parede para o exterior: fachada do edifício

| Descrição | Espessura [m] | Condutibilidade térmica [W/(m·°C)] | Resistência térmica [(m²·°C)/W] |
|--|---------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Convecção no exterior (Rse) | | | 0,04 |
| Painel de madeira | 0,01 | 0,09 | 0,111 |
| Caixa de ar | 0,05 | | 0,2 |
| Reboco exterior | 0,015 | 1,3 | 0,0115 |
| Bloco de betão | 0,25 | | 0,33 |
| Reboco | 0,02 | 1,3 | 0,015 |
| Poliestireno expandido extrudido (XPS) | 0,06 | 0,037 | 1,622 |
| Bloco de betão | 0,25 | | 0,33 |
| Reboco interior | 0,02 | 1,3 | 0,015 |
| Convecção no interior (Rsi) | | | 0,13 |
| Resistência térmica total | | | 2,80 |
| Coeficiente de transmissão térmica | | | 0,36 |

Tabela A 3 - Valores dos componentes da laje de cobertura

| Descrição | Espessura [m] | Condutibilidade térmica [W/(m·°C)] | Resistência térmica [(m²·°C)/W] |
|--|---------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Convecção no exterior (Rse) | | | 0,04 |
| Painel Sandwich | 0,03 | 0,037 | 0,811 |
| Poliestireno expandido extrudido (XPS) | 0,12 | 0,037 | 3,243 |
| Convecção no interior (Rsi) | | | 0,10 |
| Resistência térmica total | | | 4,19 |
| Coeficiente de transmissão térmica | | | 0,24 |

Tabela A 4 - Valores dos componentes do pavimento

| Descrição | Espessura [m] | Condutibilidade térmica [W/(m·°C)] | Resistência térmica [(m²·°C)/W] |
|---|---------------|------------------------------------|---------------------------------|
| Linóleo - SARLON <i>traffic</i> caldeira cor vermelha | 0,0034 | 0,17 | 0,02 |

| Descrição | Espessura [m] | Condutibilidade térmica [W/(m·°C)] | Resistência térmica [(m ² ·°C)/W] |
|------------------------------------|------------------|---------------------------------------|---|
| Laje | 0,035 | 0,049 | 0,71 |
| Resistência térmica total | | | 0,73 |
| Coeficiente de transmissão térmica | | | 1,36 |

Anexo B - Determinação da composição molar e mássica dos gases de combustão da caldeira de condensação

Para se chegar à composição dos gases é necessário estabelecer a equação química da queima que é a reação do gás natural, com a composição que se encontra na Tabela 16 com um comburente, o oxigénio do ar, que originará os produtos de combustão medidos pelo equipamento KANE 940 e que se encontram na Tabela 15. A equação B1 traduz a equação da queima, em base molar. O sistema de equações acerta a equação química e calcula as 6 variáveis é dado pelas equações B2 a B6. As equações B3 a B5 dizem respeito às percentagens na base molar seca, cujos valores foram obtidos através de medição.

$$\begin{aligned} 0,87885CH_4 + 0,0856C_2H_6 + 0,01378C_3H_8 + (0,00108 + 0,00158)C_4H_{10} \\ + (0,00022 + 0,00018)C_5H_{12} + 0,0002C_6H_{14} + 0,01088N_2 \\ + 0,01266CO_2 + n_0(O_2 + 3,76N_2) \\ \rightarrow n_1CO_2 + n_2CO + n_3O_2 + n_4H_2O + n_5N_2 \end{aligned} \quad (B1)$$

$$n_1 + n_2 = 1,10781 \quad (B2)$$

$$0,065 = \frac{n_3}{n_1 + n_2 + n_3 + n_5} \quad (B3)$$

$$0,081 = \frac{n_1}{n_1 + n_2 + n_3 + n_5} \quad (B4)$$

$$0,000027 = \frac{n_2}{n_1 + n_2 + n_3 + n_5} \quad (B5)$$

$$n_4 = 2,0716 \quad (B6)$$

Os resultados obtidos encontram-se na Tabela B 1. Para o cálculo das composições na base molar húmida e base mássica, presentes na Tabela 15 utilizou-se as equações B7 e B8, respetivamente.

Tabela B 1 - Valores obtidos para cada uma das variáveis do sistema.

| Componente | n_0 | n_1 | n_2 | n_3 | n_4 | n_5 |
|-------------|--------|--------|----------|--------|--------|---------|
| Valor [mol] | 3,1023 | 1,1074 | 0,000037 | 0,8887 | 2,0716 | 11,6756 |

$$x_i = \frac{n_i}{\sum_1^5 n_j} \quad (B7)$$

$$z_i = \frac{n_i \cdot M_i}{\sum_1^5 n_j \cdot M_j} \quad (B8)$$

Anexo C - Análise do comportamento da mistura como gás perfeito

Para saber se a mistura pode ser considerada como um gás ideal, isto é, apresenta um valor de fator de compressibilidade próximo da unidade, ($Z \approx 1$), é necessário calcular os parâmetros que refletem a pressão reduzida, P_R e a temperatura reduzida, T_R , dos compostos presentes na mistura, que se expressam respetivamente pelas equações C1 e C2,

$$(P_R)_{composto} = \frac{P_{composto}}{P_{crítica}} \quad (C.1)$$

$$(T_R)_{composto} = \frac{T_{composto}}{T_{crítica}} \quad (C.2)$$

em que $P_{composto}$ e $P_{crítica}$ são as pressões parcial e crítica (do composto) e $T_{composto}$ e $T_{crítica}$ as temperaturas real e crítica (do composto).

As pressões parciais são conhecidas devido às medições da composição dos gases efetuadas, considerando a pressão total da mistura igual à pressão ambiente de referência, 101,325kPa.

Na Tabela C 1 apresentam-se os valores de P_R e T_R , assim como os valores de pressão e temperaturas críticas para os compostos mais relevantes desta análise, retirados de tabelas da literatura [90]. A temperatura dos compostos, sendo uma propriedade intensiva, é constante, cujo valor foi medido no local, tendo-se obtido o valor de 35,5°C (308,65K).

Tabela C 1- Valores de pressão parcial, pressão e temperatura crítica e reduzida das espécies químicas presentes nos gases de combustão da caldeira [90]

| Composto | $P_{parcial}$ [kPa] | $P_{crítica}$ [kPa] | P_R | $T_{crítica}$ [K] | T_R |
|---------------------|---------------------|---------------------|----------|-------------------|-------|
| Monóxido de carbono | 0,0030 | 3500 | 0,000001 | 133 | 2,32 |
| Dióxido de carbono | 7,7382 | 7390 | 0,00105 | 304 | 1,02 |
| Azoto | 81,5899 | 3390 | 0,02407 | 126 | 2,45 |
| Oxigénio | 6,2102 | 5050 | 0,00123 | 154 | 2,00 |
| Água | 5,7836 | 22090 | 0,00026 | 647,3 | 0,48 |

Analisando a tabela anterior e a Figura C 1, que mostra a variação do fator de compressibilidade, Z , com a pressão e temperatura reduzidas, constata-se que para o caso da água, dióxido de carbono e azoto (presentes na figura) o fator de compressibilidade aproxima-se da unidade, devido aos baixos valores de P_R . Como as espécies químicas monóxido de carbono e oxigénio não se encontram representadas, admitiu-se que estes compostos apresentam curvas semelhantes às curvas apresentadas na Figura C 1. Dessa forma, a suposição de que a mistura de gases tem um comportamento de gás perfeito é uma aproximação válida. Assim, a mistura pode ser aproximada a um gás perfeito, pelo que a lei de Gibbs-Dalton pode ser aplicada, bem como todas as correlações inerentes à mistura que possam surgir posteriormente.

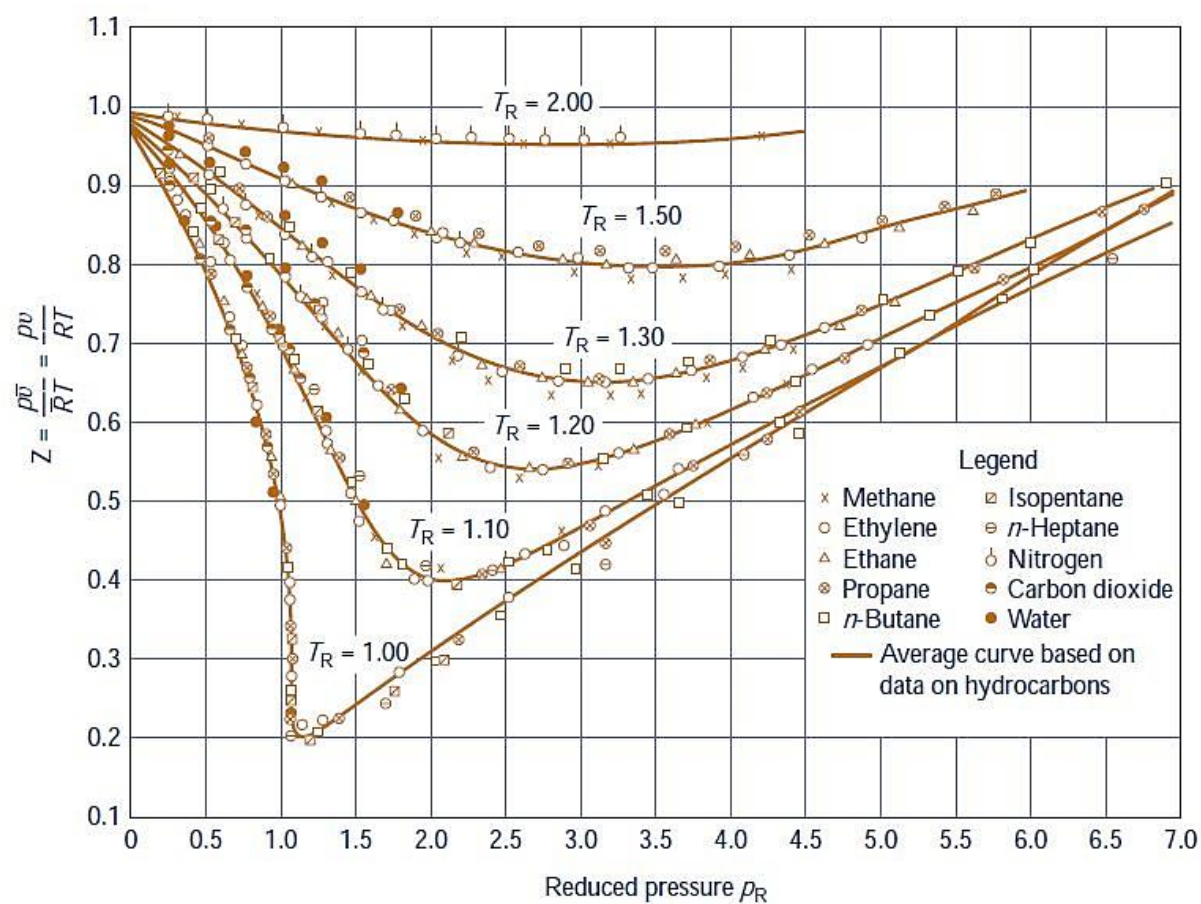


Figura C 1 Fator de compressibilidade em função da pressão e temperatura reduzidas para vários gases [90].

Anexo D - Determinação da perda de calor no escoamento até ao armazenamento

O procedimento aqui descrito foi utilizado para calcular a perda de calor na conduta vertical concêntrica, devido à existência de uma mistura de duas fases, uma condensável e uma não condensável. Todos estes passos foram retirados da referência [61].

Determinação da perda de calor no escoamento vertical através da conduta concêntrica

Na Figura 27 foi possível visualizar os perfis da fração molar de gás e da temperatura na superfície vertical, onde a massa molecular do gás é superior à massa molecular do vapor de água, o que também se verifica nos gases da caldeira de condensação. O gás não condensável acumula-se na interface líquido vapor, reduzindo a temperatura de saturação na interface abaixo da temperatura de saturação da mistura de gases. A diferença entre a temperatura da interface e a temperatura do escoamento do ar de admissão controla o fluxo térmico que atravessa a parede. O fluxo térmico através do filme e da parede do tubo tem de ser igual à soma do fluxo de calor latente e do calor sensível através da interface entre vapor e líquido/vapor, conforme a equação D1,

$$h_w \cdot (T_i^s - \overline{T_{admissão}}) = q_t'' = q_c'' + q_s'' = -h_{fg} \cdot c \cdot M_v \cdot \tilde{v}_i + k_v \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_i \quad (D1)$$

onde h_w é um coeficiente de transferência de calor efetivo que combina o filme de condensado, parede, restantes resistências térmicas, T_{avg} é a temperatura média do escoamento de ar da admissão, h_{fg} é o calor latente, c é a densidade molar, M_v é a massa molecular da espécie de vapor, k_v é a condutibilidade térmica da mistura de gás/vapor e y é a coordenada normal à superfície. A velocidade molar média distante da interface, \tilde{v}_i , está relacionada com a fração molar do gás não condensável através da lei de Fick, dada pela equação D2

$$c \cdot v_{gi} = c \cdot x_{gi} \cdot \tilde{v}_i - c \cdot D_{ab} \cdot \frac{\partial x_g}{\partial y} \quad (D2)$$

onde D_{ab} é o coeficiente de difusão mássica entre as substâncias a e b . Como a interface é impermeável ao gás não condensável, a velocidade de espécies absoluta do gás na interface, v_{gi} é nula, pelo que a velocidade de condensação \tilde{v}_i , é dada pela equação D3,

$$\tilde{v}_i = \left(D_{ab} \cdot \frac{1}{x_g} \cdot \frac{\partial x_g}{\partial y} \right)_i = \left(D_{ab} \cdot \frac{\partial}{\partial y} \cdot \ln(x_g) \right)_i \quad (D3)$$

em que o gradiente de $\ln(x_g)$ pode ser relacionado com a interface, pelas concentrações de gás no escoamento e na interface, considerando uma espessura efetiva da camada onde se dá a difusão, δ_g , onde a espessura δ_g é definida através da equação D4.

$$\tilde{v}_i = \frac{D_{ab}}{\delta_g} \cdot (\ln(x_{gb}) - \ln(x_{gi})) \quad (D4)$$

Para continuar a análise da equação D4, é definido uma concentração logarítmica média, conforme a equação D5,

$$x_{g,avg} = \frac{x_{gb} - x_{gi}}{\ln(x_{gb}/x_{gi})} \quad (D5)$$

Através desta concentração, que respeita a condição $x_{gb} < x_{g,avg} < x_{gi}$, a velocidade de condensação pode ser representada através da equação D6,

$$\tilde{v}_l = \frac{D_{ab}}{\delta_g \cdot x_{g,avg}} \cdot (x_{gb} - x_{gi}) \quad (D6)$$

Assumindo gás ideal, o que se verificou no Anexo B, as frações molares podem ser expressas através de pressões parciais, conforme a equação D7,

$$\tilde{v}_l = \frac{D_{ab}}{P_t \cdot \delta_g \cdot x_{g,avg}} \cdot (P_{vi} - P_{vb}) \quad (D7)$$

em que P_{vi} e P_{vb} são as pressões parciais do vapor e do gás na interface e no escoamento, respetivamente, e P_t é a pressão total. Como esta diferença de pressões parciais não é conveniente para o cálculo da transferência de calor. Se a diferença for expressa em termos de temperatura de saturação, então os coeficientes de transferência de calor da parede, filme, sensível e condensação podem ser combinados. A utilização da equação de Clausius-Clapeyron modificada permite relacionar as temperaturas de saturação com as pressões de saturação, resultando na equação D8,

$$\tilde{v}_l = \frac{D \cdot h_{fg} \cdot M_v \cdot x_{v,avg}}{\bar{R} \cdot T_{avg}^2 \cdot x_{g,avg} \cdot \delta_g} \cdot (T_i^s - T_b^s) \quad (D8)$$

onde R é constante universal dos gases perfeitos, $T_{avg} = (T_i^s + T_b^s)/2$ é a temperatura média na camada de difusão e δ_g é a espessura efetiva da camada de difusão. Para vapor de água, os resultados obtidos têm uma variação na ordem de 3%. O número de Sherwood relaciona a espessura efetiva da camada de difusão com um comprimento característico, L , conforme a equação D9,

$$Sh_L = \frac{L}{\delta_g} = \left(\frac{q_c''}{T_b^s - T_i^s} \right) \cdot L \cdot \phi \cdot \left(\frac{\bar{R}^2 \cdot T_{avg}^3}{h_{fg}^2 \cdot P_t \cdot M_v^2 \cdot D_{ab}} \right) \quad (D9)$$

onde o primeiro termo do lado direito corresponde ao coeficiente de transferência de calor da condensação, que está dependente da temperatura de saturação; o terceiro termo corresponde à concentração logarítmica média de gás/vapor, dada pela equação D10,

$$\phi = \frac{x_{g,avg}}{x_{v,avg}} = - \frac{\ln[(1 - x_{gb})/(1 - x_{gi})]}{\ln[x_{gb}/x_{gi}]} \quad (D10)$$

em que x_{gb} é a fração molar do gás no escoamento e x_{gi} é a fração molar de gás na interface gás/líquido. Estes dois termos combinados apresentam as unidades inversas da condutibilidade térmica e podem ser consideradas como o inverso da condutibilidade térmica efetiva da condensação, $1/k_c$. Esta condutibilidade térmica pode ser expressa na forma da equação D11,

$$k_c = \frac{1}{\phi \cdot T_{avg}} \cdot \left(\frac{h_{fg}^2 \cdot P_0 \cdot M_v^2 \cdot D_{ab,0}}{\bar{R}^2 \cdot T_0^2} \right) \quad (D11)$$

em que o coeficiente de difusão é dado a uma temperatura e pressão de referência, indicada pelo subscrito 0. Esta condutibilidade térmica apresenta uma dependência da pressão, analogamente à condutibilidade térmica dos gases, mas diminui com o aumento da temperatura média T_{avg} . O número de Sherwood para a condensação é apresentado na forma da equação D12.

$$Sh_L = \frac{h_c \cdot L}{k_c} \quad (D12)$$

A equação 7 pode ser então reescrita na forma da equação D13,

$$h_w \cdot (T_i^s - \overline{T_{med}}) = q_c'' + q_s'' = h_c \cdot (T_b^s - T_i^s) + h_s \cdot (T_b - T_i^s) \quad (D13)$$

onde h_c é o coeficiente de transferência de calor da condensação obtido a partir do primeiro termo da direita da equação 10 e h_s é o coeficiente de transferência de calor sensível. O potencial para o coeficiente de transferência de calor sensível depende da temperatura de saturação da mistura do gás não condensável com o vapor, T_b^s , uma vez que esta temperatura de saturação é potencial que induz a transferência de massa. O potencial para a transferência de calor sensível é a temperatura atual da mistura de gás e vapor, que permite as condições de vapor sobreaquecido. Quando a mistura se encontra à temperatura de saturação, como é o caso, ambos os coeficientes de transferência de calor podem ser combinados. Para pequenas concentrações de gás, $\phi \ll 1$, e o coeficiente de transferência de calor da condensação domina sobre o coeficiente de transferência de calor sensível, que permanece aproximadamente constante com a concentração de gás. Para elevadas concentrações de gás na mistura, $\phi \gg 1$ e a parte sensível é dominante, ao invés do caso anterior. O fluxo térmico pela superfície, para o caso em estudo, é dado pela equação D14,

$$q_t'' = \frac{h_c \cdot (T_b^s - T_{med}) + h_s \cdot (T_b - T_{med})}{1 + \frac{h_c + h_s}{h_w}} \quad (D14)$$

Para a condensação em tubos verticais, a correlação de Dittus-Boelter, equação D15, é utilizada em escoamentos turbulentos, como o caso em estudo,

$$Nu_D = C \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr^n \quad (D15)$$

onde $Nu_D = h \cdot d/k$ é o número de Nusselt, $Re_d = \rho \cdot v \cdot d/\mu$ é o número de Reynolds, $Pr = \mu \cdot c_p/k$ é o número de Prandtl, v é a velocidade média do escoamento de gás, d é o diâmetro da conduta e μ a viscosidade dinâmica do gás. Os coeficientes têm valores típicos de $C=0,023$ e $n=0,35$. Para o caso em estudo, em que a mistura de gás e vapor encontra-se à temperatura de saturação de 35,5°C, os coeficientes de transferência de calor da condensação e sensível podem ser expressos pelas equações D16 e D17, respetivamente,

$$h_c = C_c \cdot \left(\frac{k_c}{d}\right) \cdot Re_d^{0,8} \cdot Sc^{0,35} \quad (D16)$$

$$h_s = C_s \cdot \left(\frac{k_s}{d}\right) \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr^{0,35} \quad (D17)$$

onde o número de Schmidt é dado por, $Sc = \mu/(\rho \cdot D_{ab})$ e as constantes C_c e C_s são fornecidas a partir dos dados experimentais. Os melhores resultados permitiram obter $C_c = 1,2 \cdot 0,023$ e $C_s/C_c = 7,0$, com um desvio padrão de 4,7%, para $x_{gb} > 0,2$ e $Re_d > 10000$, o que se verifica. O esquema de resistências para o problema em estudo encontra-se na Figura 29. Partindo da direita para a esquerda, a resistência de condensação, R_{cond} , e a resistência respetiva à parte sensível dos gases não condensáveis, R_{conv} , já foram abordadas anteriormente. A resistência do filme de condensado na parede, R_{filme} , pode ser calculada a partir da correlação para o coeficiente de transferência de calor da equação D18, retirada da referência [91],

$$\overline{Nu_L} = \frac{\overline{h_L} \cdot (v_l^2/g)^{1/3}}{k_l} = \frac{1}{P} \cdot (0,68 \cdot P + 0,89)^{0,82} \quad 15,8 \lesssim P \lesssim 2530 \quad (D18)$$

onde v_l é a viscosidade cinemática do líquido condensado, k_l é a condutibilidade térmica do líquido condensado, g é a aceleração gravítica e o parâmetro adimensional P é dado pela equação D19,

$$P = \frac{k_l \cdot L \cdot (T_{sat} - T_{sup1})}{\mu_l \cdot h'_{fg} \cdot (v_l^2/g)^{1/3}} \quad (D19)$$

onde L é o comprimento da superfície onde se dá a condensação, T_{sup1} é a temperatura da superfície fria e h'_{fg} é o valor da entalpia de vaporização modificado, para ter em conta os efeitos da advecção térmica e que é dado pela equação D20,

$$h'_{fg} = h_{fg} \cdot (1 + 0,68 \cdot Ja) \quad (D20)$$

em que h_{fg} é o valor da entalpia de vaporização e $Ja = c_{p,l} \cdot (T_{sat} - T_s)/h_{fg}$ é o número de Jakob.

As resistências da parede de PVC, R_{PVC} e de chapa de aço, R_{INOX} são obtidas através da lei de Fourier em sistemas radiais e é dada pela equação D21,

$$R_{PVC/INOX} = \frac{\ln(d_{ext}/d_{int})}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{PVC/INOX}} \quad (D21)$$

onde d_{ext} e d_{int} são respetivamente os diâmetros exterior e interior da conduta onde escoam os gases (ou o ar) e k é a condutibilidade térmica do material da conduta (PVC ou aço), obtidas através do CES EduPack [72].

A última resistência, R_{conc} , é respetiva à conduta de admissão de ar, que como sendo concêntrica, utiliza uma correlação diferente da utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor dos gases não condensáveis, inerente à parte sensível. Para este caso foi utilizada a correlação de McAdams [92], dada pela equação D22,

$$Nu_{Dh} = 0,023 \cdot Re_{Dh}^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{ext1}}{\mu} \right)^{0,14} \quad (D22)$$

onde o subscrito D_h é inerente ao diâmetro hidráulico da conduta, dado por $D_2 - D_1$, sendo D_2 o diâmetro da conduta concêntrica exterior e D_1 o diâmetro da conduta concêntrica interior, e μ_{ext} é a viscosidade dinâmica do ar à temperatura da parede exterior da conduta concêntrica interior.

O cálculo da perda de calor por convecção natural foi efetuado através do EES [57]. Neste programa, as funções internas utilizam as correlações para cilindros verticais de Nellis e Klein, presentes em [93]. Se a condição da equação D23 se cumprir, a convecção natural em torno de um cilindro vertical pode ser modelada como uma placa plana vertical,

$$\frac{D}{L} > \frac{35}{Gr_L^{0,25}} \quad (D23)$$

em que $Gr_L = g \cdot \beta \cdot (T_{ext2} - T_\infty) \cdot L^3 / \nu^2$ é o número de Grashof, β é o coeficiente de expansão térmica volumétrico e α é a difusividade térmica.

Caso a condição dada pela equação D23 não se cumpra, o número de Nusselt deve ser modificado tendo em conta o efeito da curvatura, que pode ser traduzido pela equação D24,

$$\overline{Nu}_L = \overline{Nu}_{L,nc} \cdot \frac{\zeta}{\ln(1 + \zeta)} \quad (D24)$$

em que $\overline{Nu}_{L,nc}$ é o número de Nusselt global sem o efeito da curvatura, obtido através da correlação para placas verticais e ζ é dado pela equação D25.

$$\zeta = \frac{1,8}{\overline{Nu}_{L,nc}} \cdot \frac{L}{D} \quad (D25)$$

A correlação para placas verticais é dada pela equação D26

$$\overline{Nu}_L = (\overline{Nu}_{L,lam}^6 + \overline{Nu}_{L,turb}^6)^{1/6} \quad (D26)$$

em que $\overline{Nu}_{L,lam}$ é o Nusselt global laminar, dado pela equação D27 e $\overline{Nu}_{L,turb}$ é o Nusselt global turbulento dado pela equação D28,

$$\overline{Nu}_{L,lam} = \frac{2,0}{\ln \left(1 + \frac{2,0}{C_{lam} \cdot Ra_L^{0,25}} \right)} \quad (D27)$$

$$\overline{Nu}_{L,turb} = \frac{C_{turb,v} \cdot Ra_L^{1/3}}{1 + (1,4 \cdot 10^9) \cdot \frac{Pr}{Ra_L}} \quad (D28)$$

em que $Ra_L = g \cdot \beta \cdot (T_{ext2} - T_\infty) \cdot L^3 / (\alpha \cdot \nu)$ é o número de Rayleigh e C_{lam} e $C_{turb,v}$ são dois parâmetros, dados pelas equações D29 e D30 respetivamente.

$$C_{lam} = \frac{0,671}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (D29)$$

$$C_{turb,v} = \frac{0,13 \cdot Pr^{0,22}}{(1 + 0,61 \cdot Pr^{0,81})^{0,42}} \quad (D30)$$

As correlações D26 a D30 são válidas para $0,1 < Ra_L < 10^{12}$.

Determinação da perda de calor no escoamento horizontal até à unidade de armazenamento

O cálculo da perda de calor por convecção natural foi efetuado através do EES [57]. As funções internas utilizam as seguintes correlações: para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do meio exterior, utiliza a correlação de Churchill e Chu [91] para cilindros longos e horizontais, dada pela equação D23,

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_D^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_D \lesssim 10^{12} \quad (D23)$$

em que $Ra_D = g \cdot \beta \cdot (T_{ext2} - T_\infty) \cdot D^3 / (\alpha \cdot \nu)$ é o número de Rayleigh; para o cálculo do coeficiente de transferência do escoamento interior, ao invés da correlação de Dittus Boelter utilizada para os gases no cilindro vertical, recomendada no artigo em que se baseou a análise, o EES [57] utiliza a correlação de Gnielinski, para condutas lisas [91], que apresenta um erro inferior a 10% [91], dada pela equação D24,

$$Nu_D = \frac{(f/8) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot (f/8)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (D24)$$

em que f é o fator de atrito, também conhecido como coeficiente de resistência de Darcy-Weisbach, obtido através do diagrama de Moody, a partir do número de Reynolds e rugosidade relativa da conduta. Através do conhecimento da rugosidade da tubagem de PVC, obtida a partir do CES EduPack [72], utilizou-se uma função interna do EES [57] que permite calcular o fator de atrito. O esquema de resistências encontra-se na Figura 32.

D1 - Determinação da perda de calor no escoamento vertical - Sistema de equações e resultados

De seguida apresenta-se o sistema de equações inserido no *software* EES [57]. Como as medições foram efetuadas no centro da conduta, correspondendo ao valor máximo da velocidade no escoamento, procedeu-se ao cálculo da velocidade média na conduta com a utilização da equação do perfil de escoamento. Para valores do número de Reynolds de 4000 e

superiores, o perfil é achatado, em que o grau de achatamento é superior quanto maior o número de Reynolds, até que todas partículas apresentem praticamente a mesma velocidade, exceto nas paredes da conduta. Este perfil não apresenta uma geometria fixa pois depende da rugosidade das paredes da conduta. Para descrever estes perfis complexos, utilizam-se relações empíricas como a equação de Pai. A equação de Pai, (equação D25), relaciona vários parâmetros, s e t , que dependem de duas propriedades essenciais, o número de Reynolds do escoamento e o coeficiente de atrito de Darcy do escoamento, dados pelas equações D26 e D27 [94].

$$u(r) = U_0 \cdot \left[1 + \frac{s-t}{t-1} \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^2 + \frac{1-s}{t-1} \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^{2t} \right] \quad (D25)$$

$$s = \frac{f \cdot Re_D}{32 + 46,08 \cdot \sqrt{f}} \quad (D26)$$

$$t = \frac{2 - f \cdot Re_D \cdot 32^{-1}}{1,44 \cdot \sqrt{f} - 1} \quad (D27)$$

Após manipulação, a relação entre a velocidade média e a velocidade máxima é dada pela equação D28.

$$\bar{v} = \frac{v_{max}}{1 + 1,44\sqrt{f}} \quad (D28)$$

Na Figura D 1 é possível visualizar as diferenças entre os perfis laminar e turbulento, onde se distingue o achatamento característico do perfil turbulento, que é o caso do escoamento dos gases da caldeira.

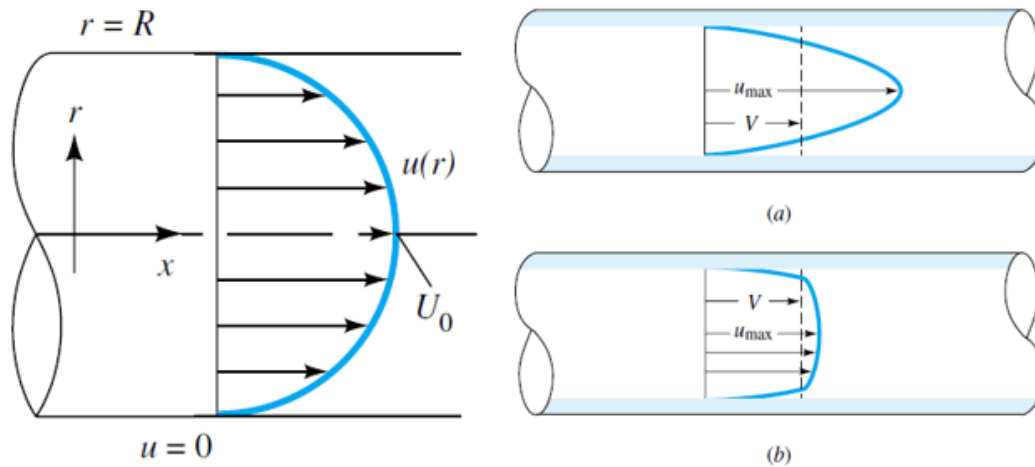


Figura D 1 - À esquerda: perfil laminar e nomenclatura usada. À direita, comparação entre o perfil laminar (a) com o perfil turbulento (b), figura adaptada de [95].

Na Figura D 2 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo da a resistência de condensação R_{cond} , e a resistência respetiva à parte sensível dos gases não condensáveis, R_{conv} .

$$D = 0,11$$

$$L = 4,25$$

$$v_{max} = \left[2 \cdot \frac{2,7}{p} \right]^{0,5}$$

$$v = \frac{v_{max}}{1 + 1,44 \cdot f^{0,5}}$$

$$f = \text{MoodyChart} (Re_D; RR)$$

$$\varepsilon = 0,0015$$

$$RR = \varepsilon \cdot \frac{0,001}{D}$$

$$h_c = c_c \cdot \frac{k_c}{D} \cdot Re_D^{0,8} \cdot Sc^{0,35}$$

$$h_s = c_s \cdot \frac{k_s}{D} \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr^{0,35}$$

$$Re_D = \rho \cdot v \cdot \frac{D}{\mu}$$

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \cdot D_{ab}}$$

$$Pr = \mu \cdot \frac{cp}{k_s}$$

$$\mu = (17,334 + 17,507) \cdot \frac{0,000001}{2}$$

$$\rho = \frac{1,169 + 1,142}{2}$$

$$cp = \frac{935,6 + 946,8}{2}$$

$$k_s = (24,689 + 25,058) \cdot \frac{0,001}{2}$$

$$T_g = 35,5 + 273,15$$

$$\bar{T} = \frac{T_g + T_{exit}}{2}$$

$$c_c = 0,0276$$

$$\frac{c_c}{c_s} = 1 / 7$$

$$D_{ab} = 0,000006057 + 4,055 \times 10^{-8} \cdot \bar{T} + 1,25 \times 10^{-10} \cdot \bar{T}^2 - 3,367 \times 10^{-14} \cdot \bar{T}^3$$

$$k_c = \frac{1}{\phi \cdot T_{avg}} \cdot h_{fg}^2 \cdot 0,000001 \cdot P_o \cdot M_v^2 \cdot \frac{D_o}{\bar{R}^2 \cdot T_o^2}$$

$$\bar{R} = 8,3144621$$

$$T_o = 25 + 273,15$$

$$P_o = 101325$$

$$M_v = 18,015$$

$$D_o = 0,0000282$$

$$h_{fg} = \text{Enthalpy}_{\text{vaporization}} (\text{water} ; T = 305,45)$$

$$T_{avg} = (306,4 + T_{wall,in}) \cdot 0,5$$

$$\begin{aligned}\phi &= 18,27 \\ x_b &= 0,9429164 \\ x_i &= 0,953 \\ T_{\text{wall;in}} &= (306,4 + T_{\text{ar}}) \cdot 0,5 \\ A &= 3,142 \cdot D \cdot L \\ R_c &= \frac{1}{h_c \cdot A} \\ R_s &= \frac{1}{h_s \cdot A} \\ R_{\text{paralel}} &= \left[\frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_s} \right]^{-1}\end{aligned}$$

Figura D 2 - Sistema de equações para o cálculo da a resistência de condensação e a resistência respetiva à parte sensível dos gases não condensáveis.

Na Figura D 3 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência do filme de condensado na parede, R_{filme} .

$$\begin{aligned}h_{\text{linha}} &= \text{Enthalpy}_{\text{vaporization}}(\text{water}; T = T_{\text{liq}}) + 0,68 \cdot \text{Cp}(\text{water}; T = T_{\text{liq}}; P = P) \cdot (\bar{T} - T_{\text{wall;in}}) \\ Ja &= \text{Cp}(\text{water}; T = T_{\text{liq}}; P = P) \cdot \left[\frac{\bar{T} - T_{\text{wall;in}}}{\text{Enthalpy}_{\text{vaporization}}(\text{water}; T = T_{\text{liq}})} \right] \\ k_{\text{liq}} &= k(\text{water}; T = T_{\text{liq}}; P = P) \\ \mu_{\text{liq}} &= \text{Visc}(\text{water}; T = T_{\text{liq}}; P = P) \\ T_{\text{liq}} &= \frac{306,4 + T_{\text{wall;in}}}{2} \\ \rho_{\text{liq}} &= \rho(\text{water}; T = T_{\text{liq}}; P = P) \\ v &= \frac{\mu_{\text{liq}}}{\rho_{\text{liq}}} \\ P_{\text{value}} &= k_{\text{liq}} \cdot L \cdot \left[\frac{T_g - T_{\text{wall;in}}}{\mu_{\text{liq}} \cdot h_{\text{linha}} \cdot \left[\frac{v^2}{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}} \right]^{(1/3)}} \right] \\ \text{Nusselt}_{\text{film}} &= \frac{1}{P_{\text{value}}} \cdot (0,68 \cdot P_{\text{value}} + 0,89)^{0,82} \\ h_{\text{film}} &= \text{Nusselt}_{\text{film}} \cdot \frac{k_{\text{liq}}}{\left[\frac{v^2}{9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}} \right]^{(1/3)}} \\ R_{\text{film}} &= \frac{1}{h_{\text{film}} \cdot A}\end{aligned}$$

Figura D 3 - Sistema utilizado para o cálculo da resistência do filme de condensado na parede.

Na Figura D 4 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência da parede de PVC, R_{PVC} .

$$k_{PVC} = 0,178$$

$$R_{PVC} = \frac{\ln \left[\frac{114}{110} \right]}{2 \cdot 3,142 \cdot k_{PVC} \cdot L}$$

Figura D 4 - Equações para o cálculo da resistência da parede de PVC.

Na Figura D 5 encontra-se a sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência respetiva à conduta de admissão de ar concêntrica R_{conc} .

$$P_{ar} = 101325 - 8,6$$

$$Nusselt_{dh} = Re_{dh}^{0,8} \cdot 0,023 \cdot Pr_{ar}^{(1/3)} \cdot \left[\frac{\mu_{ar}}{\mu_{wall}} \right]^{0,14}$$

$$Re_{dh} = \rho_{ar} \cdot v_{ar} \cdot \frac{D_h}{\mu_{ar}}$$

$$\rho_{ar} = \rho (Air_{ha}; T = T_{ar}; P = P_{ar})$$

$$v_{ar,max} = \left[2 \cdot \frac{8,6}{\rho_{ar}} \right]^{0,5}$$

$$v = \frac{v_{ar}}{1 + 1,44 \cdot f_2^{0,5}}$$

$$f_2 = \text{MoodyChart} (Re_{dh}; RR_2)$$

$$RR_2 = \frac{0,0000015}{D_h}$$

$$D_h = 0,05$$

$$Pr_{ar} = \mu_{ar} \cdot \frac{cp_{ar}}{k_{ar}}$$

$$cp_{ar} = Cp (Air_{ha}; T = T_{ar}; P = P_{ar})$$

$$k_{ar} = k (Air_{ha}; T = T_{ar}; P = P_{ar})$$

$$\mu_{ar} = Visc (Air_{ha}; T = T_{ar}; P = P_{ar})$$

$$T_{ar} = \frac{26 + 19,8}{2} + 273,15$$

$$\mu_{wall} = Visc (Air_{ha}; T = T_{wall,in}; P = P_{ar})$$

$$Nusselt_{dh} \cdot \frac{k_{ar}}{D_h} = h_{ext}$$

$$D_{ext} = 0,114$$

$$A_{ext} = 3,142 \cdot D_{ext} \cdot L$$

$$R_{ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}}$$

$$\dot{m} = \rho_{ar} \cdot v_{ar} \cdot 3,142 \cdot \left[\frac{0,16^2 - D_{ext}^2}{4} \right]$$

Figura D 5 - Equações utilizadas para o cálculo da resistência respetiva à conduta de admissão de ar concêntrica.

Na Figura D 6 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência da parede de aço inoxidável, R_{INOX} .

$$k_{INOX} = \frac{13 + 17}{2}$$

$$R_{INOX} = \frac{\ln \left[\frac{164}{160} \right]}{2 \cdot 3,142 \cdot k_{INOX} \cdot L}$$

Figura D 6 - Equações para o cálculo da resistência da parede de aço inoxidável.

Na Figura D 7 encontra-se a função e o sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência da convecção natural, R_{CN} .

$$\text{Call } \text{fc}_{\text{vertical;cylinder}}('Air_{ha}'; T_{supon}; T_{\infty}; P_{ar}; L; D_b; h_{CN}; \text{Nusselt}_{CN}; Ra)$$

$$D_b = 0,164$$

$$A_b = 3,142 \cdot D_b \cdot L$$

$$T_{\infty} = 21,1 + 273,15$$

$$T_{supon} = (T_{ar} + T_{\infty}) \cdot 0,5$$

$$R_{CN} = \frac{1}{h_{CN} \cdot A_b}$$

Figura D 7 - Função e sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência da convecção natural.

Na Figura D 8 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo da temperatura do gás à saída da conduta vertical, como se apresentou no ponto 3.3.2. Os cálculos efetuados são iterativos, pelo que foi necessário ajustar os valores ao longo do cálculo, sendo os valores apresentados os definitivos. Os valores obtidos de todas as variáveis encontram-se na Figura D 9.

$$R_{tot} = R_{PVC} + R_{paralel} + R_{film} + R_{ext}$$

$$R_{tot;perdas} = R_{CN} + R_{INOX} + R_{ext}$$

$$\dot{Q}_{perda} = \frac{T_{\infty} - T_{supon}}{R_{tot;perdas}}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{p_{ar}} \cdot (26 - 19,8)$$

$$\dot{Q} = \frac{\bar{T} - T_{ar}}{R_{tot}} - \dot{Q}_{perda}$$

Figura D 8 - Sistema de equações utilizado para o cálculo da temperatura do gás à saída da conduta vertical.

Unit Settings: SI K Pa J mass deg

| | | | | | | | |
|---|---|--|---|--|---|--|--|
| $A = 1,469 \text{ [m}^2\text{]}$ | $A_b = 2,19 \text{ [m}^2\text{]}$ | $A_{ext} = 1,522 \text{ [m}^2\text{]}$ | $c_p = 941,2 \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$ | $c_{p,ar} = 1006 \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$ | $c_c = 0,0276$ | $c_s = 0,1932$ | $D = 0,11 \text{ [m]}$ |
| $D_{ab} = 0,00002926 \text{ [m}^2\text{/s]}$ | $D_b = 0,164 \text{ [m]}$ | $D_{ext} = 0,114 \text{ [m]}$ | $D_h = 0,05 \text{ [m]}$ | $D_o = 0,0000282 \text{ [m}^2\text{/s]}$ | $f = 0,02911$ | $f_i = 18,27$ | $f_2 = 0,03413$ |
| $h_c = 60,83 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $h_{CN} = 1,256 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $h_{ext} = 12,92 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $h_{fg} = 2,424\text{E}+06 \text{ [J/kg]}$ | $h_{film} = 4111 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $h_{linha} = 2,443\text{E}+06 \text{ [J/kg]}$ | $h_s = 72,28 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $Ja = 0,008978$ |
| $k_{ar} = 0,02609 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_c = 0,1597 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_{INOX} = 15 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_{liq} = 0,6041 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_{PVC} = 0,178 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_s = 0,02487 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $L = 4,25 \text{ [m]}$ | $\mu = 0,00001742 \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$ |
| $\mu_{ar} = 0,00001835 \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$ | $\mu_{liq} = 0,0007854 \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$ | $\mu_{wall} = 0,0000186 \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$ | $\dot{m} = 0,02594 \text{ [kg/s]}$ | $M_v = 18,02 \text{ [g/mol]}$ | $v = 7,890\text{E}-07 \text{ [m}^2\text{/s]}$ | $Nusselt_{CN} = 205,4$ | $Nusselt_{dh} = 24,76$ |
| $Nusselt_{film} = 0,2715$ | $P = 101325 \text{ [Pa]}$ | $Pr = 0,6592$ | $Pr_{ar} = 0,7076$ | $P_{ar} = 101316$ | $P_o = 101325 \text{ [Pa]}$ | $P_{value} = 247,4$ | $\dot{Q} = 164 \text{ [W]}$ |
| $\dot{Q}_{perdas} = -2,171 \text{ [W]}$ | $R = 8,314 \text{ [J/(mol}\cdot\text{K)]}$ | $Ra = 7,008\text{E}+09$ | $Re_D = 12662$ | $Re_{dh} = 7141$ | $ro = 1,156 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ | $ro_{ar} = 1,193 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ | $ro_{liq} = 995,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ |
| $RR = 0,00001364 \text{ [K/W]}$ | $RR_2 = 0,00003 \text{ [K/W]}$ | $R_c = 0,01119 \text{ [K/W]}$ | $R_{CN} = 0,3636 \text{ [K/W]}$ | $R_{ext} = 0,05084 \text{ [K/W]}$ | $R_{film} = 0,0001656 \text{ [K/W]}$ | $R_{INOX} = 0,00006165 \text{ [K/W]}$ | $R_{paralel} = 0,005115 \text{ [K/W]}$ |
| $R_{PVC} = 0,007514 \text{ [K/W]}$ | $R_s = 0,00942 \text{ [K/W]}$ | $R_{tot} = 0,06363 \text{ [K/W]}$ | $R_{tot,perdas} = 0,4145 \text{ [K/W]}$ | $Sc = 0,5153$ | $T = 306,5 \text{ [K]}$ | $T_{ar} = 296,1 \text{ [K]}$ | $T_{avg} = 303,9 \text{ [K]}$ |
| $T_{exit} = 304,3 \text{ [K]}$ | $T_{exitC} = 31,17 \text{ [C]}$ | $T_g = 308,7 \text{ [K]}$ | $T_i = 305,2 \text{ [K]}$ | $T_{\infty} = 294,3 \text{ [K]}$ | $T_{liq} = 303,9 \text{ [K]}$ | $T_o = 298,2 \text{ [K]}$ | $T_{supcn} = 295,2 \text{ [K]}$ |
| $T_{wall,in} = 301,3 \text{ [K]}$ | $v = 1,735 \text{ [m/s]}$ | $v_{ar} = 2,197 \text{ [m/s]}$ | $v_{ar,max} = 3,798 \text{ [m/s]}$ | $v_{max} = 2,162 \text{ [m/s]}$ | $x_b = 0,9429$ | $x_i = 0,953$ | |

Figura D 9 - Resultados obtidos das diversas propriedades de todos os sistemas de equações apresentados para a conduta vertical.

D2 - Determinação da perda de calor no escoamento horizontal - Sistema de equações e resultados

De seguida apresenta-se o sistema de equações inserido no *software* EES [57]. Na Figura D 10 encontra-se a função e as equações utilizadas para o cálculo da resistência térmica inerente à convecção natural no exterior, R_{CN} .

```

Call fchorizontal;cylinder (Fluid$ ; Ts ; T∞ ; P ; D ; h ; Nusselt ; Ra )

Fluid$ = 'AIRHA'

T∞ = 21,1

P = 101325

Prar = μar ·  $\frac{cp_{ar}}{k_{ar}}$ 

μar = Visc (AIRHA ; T = Ts ; P = P )

cpar = Cp (AIRHA ; T = Ts ; P = P )

kar = k (AIRHA ; T = Ts ; P = P )

Dext = 0,114

D = Dext + 0,015 · 2

Ts =  $\frac{T + T_{\infty}}{2}$ 

T =  $\frac{304,32 - 273,15 + T_{exit}}{2}$ 

RCN =  $\frac{1}{h \cdot A_{ext}}$ 
    
```

Figura D 10 - Função e equações utilizadas para o cálculo da resistência térmica da convecção natural no exterior.

Na Figura D 11 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo das resistências do isolamento, R_{isol} e do tubo de PVC, R_{parede} .

```

Dint = 0,11

L = 5,425

A = 3,142 · Dint · L

Aext = 3,142 · D · L

kcoq = 0,047

kPVC = 0,178

RPVC =  $\frac{\ln \left[ \frac{D_{ext}}{D_{int}} \right]}{2 \cdot 3,142 \cdot k_{PVC} \cdot L}$ 

Risol =  $\frac{\ln \left[ \frac{D}{D_{ext}} \right]}{2 \cdot 3,142 \cdot k_{coq} \cdot L}$ 
    
```

Figura D 11 - Equações utilizado para o cálculo das resistências do isolamento e do tubo de PVC.

Na Figura D 12 encontra-se o sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência do escoamento interior, R_{conc} .

$$\begin{aligned}
 RR &= \frac{0,0000015}{D_{int}} \\
 f &= \text{MoodyChart} (Re_D; RR) \\
 v &= \left[2 \cdot \frac{3,6}{\rho} \right]^{0,5} \\
 Pr &= \mu \cdot \frac{cp}{k} \\
 \mu &= (17,417 + 17,482) \cdot \frac{0,000001}{2} \\
 \rho &= \frac{1,159 + 1,146}{2} \\
 Re_D &= \rho \cdot v \cdot \frac{D_{int}}{\mu} \\
 cp &= \frac{939,4 + 944,8}{2} \\
 k &= (24,862 + 25,013) \cdot \frac{0,001}{2} \\
 Nusselt_D &= \frac{f}{8} \cdot (Re_D - 1000) \cdot \left[\frac{Pr}{1 + 12,7 \cdot \frac{\left[\frac{f}{8} \right]^1}{2} \cdot \left[\frac{Pr^2}{3} - 1 \right]} \right] \\
 h_s &= Nusselt_D \cdot \frac{D_{int}}{k} \\
 R_s &= \frac{1}{h_s \cdot A}
 \end{aligned}$$

Figura D 12 - Sistema de equações utilizado para o cálculo da resistência do escoamento interior.

Na Figura D 13 encontra-se as equações finais que permitem obter a temperatura à saída da conduta horizontal, conforme se apresentou no ponto 3.3.2. Na Figura D 14 encontram-se os resultados obtidos para o sistema de todas estas equações, no escoamento pela conduta horizontal.

$$\begin{aligned}
 R_{tot} &= R_{CN} + R_s + R_{PVC} + R_{isol} \\
 \dot{Q} &= \frac{T - T_{\infty}}{R_{tot}}
 \end{aligned}$$

Figura D 13 - Sistema de equações utilizado para o cálculo da temperatura do gás à saída da conduta horizontal.

Unit Settings: SI C Pa J mass deg

| | | | | | | | |
|---|---|--|--|--|---|---|--------------------------------|
| $A = 1,875 \text{ [m}^2\text{]}$ | $A_{\text{ext}} = 2,454 \text{ [m}^2\text{]}$ | $c_p = 942,1 \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$ | $c_{p_{\text{ar}}} = 1006 \text{ [J/(kg}\cdot\text{K)]}$ | $D = 0,144 \text{ [m]}$ | $D_{\text{ext}} = 0,114 \text{ [m]}$ | $D_{\text{int}} = 0,11 \text{ [m]}$ | $f = 0,02651$ |
| Fluid\$ = 'AIR_HA' | $h = 2,68 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $h_s = 168,4 \text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ | $k = 0,02494 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_{\text{ar}} = 0,02633 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_{\text{coq}} = 0,047 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $k_{\text{pVC}} = 0,178 \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ | $L = 5,425 \text{ [m]}$ |
| $\mu = 0,00001745$ | $\mu_{\text{ar}} = 0,0000185$ | Nusselt = 14,76 | Nusselt _D = 38,17 | $P = 101325$ | $Pr = 0,6592$ | $Pr_{\text{ar}} = 0,7072$ | $\dot{Q} = 32,53 \text{ [W]}$ |
| $Ra = 1,465\text{E}+06$ | $Re_D = 18159$ | $\rho = 1,153 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ | $RR = 0,00001364$ | $R_{\text{CN}} = 0,152 \text{ [K/W]}$ | $R_{\text{isol}} = 0,1458 \text{ [K/W]}$ | $R_{\text{pVC}} = 0,005887 \text{ [K/W]}$ | $R_s = 0,003168 \text{ [K/W]}$ |
| $R_{\text{tot}} = 0,3069 \text{ [K/W]}$ | $T = 31,09 \text{ [C]}$ | $T_{\text{exit}} = 31 \text{ [C]}$ | $T_{\infty} = 21,1 \text{ [C]}$ | $T_s = 26,09 \text{ [C]}$ | $v = 2,499 \text{ [m/s]}$ | | |

Figura D 14 - Resultados obtidos das diversas propriedades de todos os sistemas de equações apresentados para a conduta horizontal.

Anexo E - O método da capacidade térmica efetiva

Este anexo é a descrição teórica por detrás do método da capacidade térmica efetiva, que foi utilizado na simulação pelo *Fluent* [76]. Foi retirado da referência [82].

O método do calor específico efetivo foi proposto por Poirier e Salcudean de forma a resolver o problema da mudança de fase. Este método supõe que a mudança de fase ocorre como um processo sensível, em que o calor específico é superior (efetivo). Assim, a equação da energia toma a forma da equação E1,

$$\frac{\partial y}{\partial x}(\rho \cdot C_{ef}) = k \cdot \nabla T \quad (E1)$$

onde C_{ef} é o parâmetro capacidade térmica efetiva, definido através da equação E2,

$$C_{ef} = \int_{T_s}^{T_l} \rho \cdot c_p dT \quad (E2)$$

em que o calor específico, c_p , depende da temperatura, através da equação E3,

$$c_p = \begin{cases} c_{p,l} & \text{se } T > T_l \\ (1 - f_l) \cdot c_{p,s} + f_l \cdot c_{p,l} + \frac{L}{T_l - T_s} & \text{se } T_s < T < T_l \\ c_{p,s} & \text{se } T < T_s \end{cases} \quad (E3)$$

em que L é o calor latente do PCM e f_l é a fração de líquido, sendo a sua forma é dada pela equação E4,

$$f_l = \begin{cases} 0 & \text{se } T < T_s \text{ (sólido)} \\ \frac{T - T_s}{T_l - T_s} & \text{se } T_s < T < T_l \text{ (pastoso)} \\ 1 & \text{se } T > T_l \text{ (líquido)} \end{cases} \quad (E4)$$

Anexo F - Análise da convecção natural no PCM

Esta análise foi retirada da referência [77] e os resultados obtidos da evolução da interface de fusão assemelham-se aos resultados estudados pela mesma referência.

Como os painéis são colocados horizontalmente e estão sujeitos a convecção forçada, onde a entrada se encontra à esquerda, a interface de mudança de fase move-se da esquerda para a direita, sendo os nós superiores aqueles que trocam calor com o HTF à taxa máxima. Consequentemente, os nós que se encontram a jusante deste ponto vão trocar calor com o HTF a uma taxa reduzida. Analisando a Figura F 1, a altura vertical, δ , da camada de PCM nas superfícies inferiores e superiores durante a fusão está a desenvolver-se gradualmente durante a fusão, desde δ_1 até δ_2 , seguido de δ_3 . Em qualquer instante, δ varia na direção X em que a primeira região formada mais perto da região de entrada é a maior. Como a secção de líquido que se formou à esquerda se encontra praticamente à mesma temperatura na direção vertical e um gradiente de temperatura muito pequeno a jusante, durante pouco tempo, por isso, prevê-se que os efeitos da convecção natural criados pela camada de PCM fundido sejam muito pequenos. A inexistência de estratificação vertical é devida ao facto de a coluna de líquido que se forma encontra-se exposta à mesma convecção forçada do lado superior e inferior do painel. Da mesma forma, um gradiente de temperatura significativo na direção X é impossibilitado devido à condução nas superfícies esquerda, superior e inferior. Assim, a o efeito de movimento convectivo na taxa de fusão será muito insignificante.

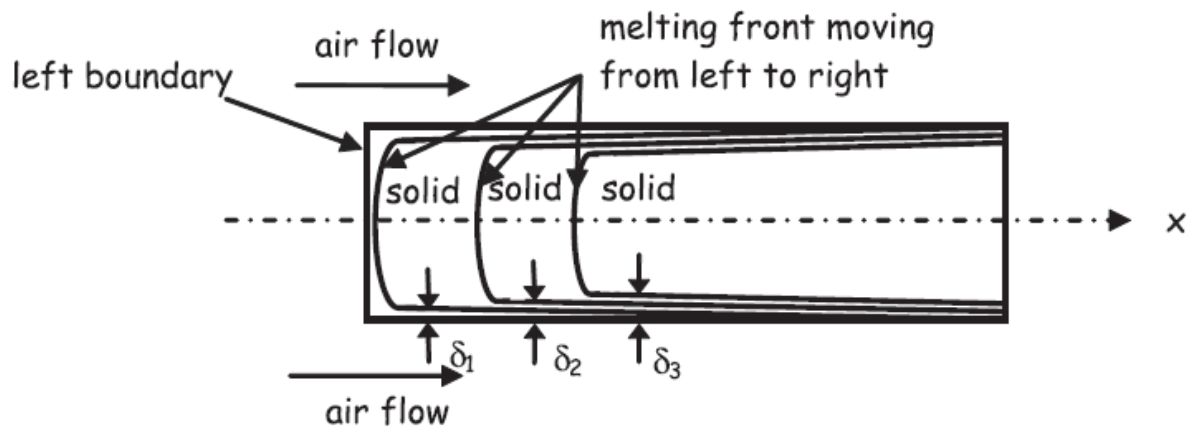


Figura F 1 - Esquema da interface de fusão dos painéis de PCM [77].